

**UNIVERSITAT
JAUME I**

Escuela Superior de Tecnología y Ciencias Experimentales – ESTCE

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Trabajo Final de Grado

**ESTUDIO Y PROPUESTA DE MEJORAS DE UN ENFRIADOR
DE DIÓXIDO DE AZUFRE EN UNA PLANTA PETROQUÍMICA**

Autor: Marc Bort Bellés

Tutor: Rosa Mondragón Cazorla

Octubre 2017

***A mi familia y mi novia, por todo su apoyo
durante estos meses de duro trabajo***

***A José Antonio, Juanjo, Victoria, David y Rosa, por su
ayuda e implicación en la consecución de este proyecto***

***A Aarón, y al resto de compañeros del taller estático
de UBE, por su amabilidad, paciencia y dedicación***

***A mis amigos y compañeros de carrera, por hacer que esta
etapa de mi vida haya sido una experiencia inolvidable***

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1: MEMORIA.....	7
CAPÍTULO 2: ANEXOS A LA MEMORIA	63
Anexo I: Cálculos	67
Anexo II: Materiales	167
CAPÍTULO 3: PLANOS	177
CAPÍTULO 4: PLIEGO DE CONDICIONES.....	183
CAPÍTULO 5: PRESUPUESTO	199

CAPÍTULO 1: MEMORIA

ÍNDICE

1. OBJETO.....	11
2. ALCANCE	12
3. ANTECEDENTES.....	13
4. NORMATIVA Y REFERENCIAS	17
4.1. Normativa de aplicación al proyecto	17
4.2. Software informático utilizado	18
4.3. Bibliografía	18
4.4. Definiciones y abreviaturas.....	19
5. EL AZUFRE EN EL PROCESO PRODUCTIVO	23
5.1. El producto.....	23
5.2. La producción de SO ₂	25
6. INTERCAMBIADORES DE CALOR	27
6.1. Introducción.....	27
6.2. Clasificación de los intercambiadores de calor.....	27
6.3. El intercambiador E-2155-1	34
6.4. Problemas en la instalación	38
7. PROPUESTA Y ANÁLISIS DE SOLUCIONES	39
7.1. Estudio de la instalación actual.....	39
7.2. Condiciones del medio y entorno del intercambiador E-2155-1.....	41
7.3. Propuesta de materiales	45
7.3.1.Acero inoxidable súper dúplex 2507.....	45
7.3.2.Acero inoxidable dúplex 2205.....	46
7.3.3.Acero inoxidable 254 SMO.....	46
7.4. Análisis y selección del material	48
7.5. Estudio y propuesta de alternativas constructivas	49
7.5.1.Opción A: Máximo intercambio de calor	50
7.5.2.Opción B: Tamaño mínimo.....	51
7.5.3.Opción C: Banco de tubos de flujo cruzado	52
7.6. Análisis y selección de la instalación.....	53
8. DESCRIPCIÓN FINAL DE LA INSTALACIÓN	54

9. ESTUDIO ECONÓMICO	55
9.1. Introducción.....	55
9.2. Inversión estimada.....	55
9.3. Gastos de mantenimiento y reparación de la instalación actual	55
9.4. Análisis técnico económico.....	57
9.4.1. Flujo de Caja (FC)	57
9.4.2. Valor Actual Neto (VAN)	57
9.4.3. Tasa Interna de Rentabilidad (TIR)	58
9.4.4. Periodo de retorno de la inversión (PR).....	60
9.5. Conclusiones	60
10. CONCLUSIONES.....	61

1. OBJETO

En cualquier planta industrial, resulta de gran importancia garantizar la disponibilidad de los equipos para asegurar la continuidad del proceso productivo y la calidad del producto final, más si cabe en una planta del tamaño de UBE. Para ello, resulta vital, más allá de un plan de mantenimiento adecuado, un programa de mejora continua de los equipos, con el objetivo de reducir las paradas de la instalación, ya sean programadas o no programadas, además de incrementar la eficiencia y reducir los costes de reparación.

En el presente proyecto se estudiarán diferentes alternativas para la sustitución de un antiguo intercambiador de calor en la Unidad 2155 de la planta de UBE en Castellón, encargado del enfriamiento de dióxido de azufre, con el objetivo de aumentar la eficiencia y fiabilidad del equipo, y reducir en la medida de lo posible sus dimensiones, además de utilizar nuevos materiales que reduzcan y agilicen los procesos de reparación y mantenimiento.

El trabajo se centrará en el diseño térmico del equipo, mas no en el diseño estructural del mismo.

Este proyecto se ha realizado a petición del Departamento de Mantenimiento Estático de UBE, en el cual el alumno ha realizado su estancia en prácticas correspondiente a los estudios universitarios del Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales en la Universidad Jaume I de Castellón.

2. ALCANCE

El presente proyecto se centra en el estudio y mejora de las condiciones de funcionamiento de un intercambiador de calor. Por tanto, se partirá de un análisis y descripción de la situación inicial, siguiendo con un estudio de los diferentes parámetros geométricos en el diseño térmico de un intercambiador, mediante la simulación de diferentes combinaciones geométricas y el posterior análisis de los resultados obtenidos, tras lo cual se extraerán distintas conclusiones que servirán como justificación a las soluciones adoptadas.

Previo a dicho estudio, se introduce a grandes rasgos el proceso productivo del dióxido de azufre, así como los equipos que participan en él, a modo de contextualización de la instalación y sus problemas.

En cuanto a la selección de soluciones, se lleva a cabo una propuesta inicial de alternativas, a partir de la cual se establecen las propiedades más importantes de cada una de ellas, terminando con la comparación de los resultados obtenidos y la selección de la propuesta más conveniente.

Los cálculos realizados están relacionados con distintas áreas técnicas. Sin embargo, destaca en gran medida el área de máquinas y motores térmicos. Respecto al proceso de comparación y selección de alternativas, se emplea el método de jerarquías analíticas, que ordena una serie de propuestas en función de un peso asignado previamente a cada uno de los atributos que las relacionan.

Finalmente, se recogerá la información presentada a lo largo del proyecto, y se extraerán una serie de conclusiones al respecto, de forma que las decisiones adoptadas queden justificadas en la medida de lo posible.

El ámbito de aplicación de este proyecto es el sector industrial, en procesos de enfriamiento que impliquen fluidos corrosivos, y puede servir para su aplicación en la sustitución de otros equipos similares en cualquier planta industrial, o como referencia para el diseño de nuevos equipos con diferentes parámetros.

3. ANTECEDENTES

UBE Industries Ltd. se remonta hasta el siglo XIX, con la fundación de la mina de carbón de Okinoyama en la ciudad de Ube, prefectura de Yamaguchi (Japón).

Impulsados por la visión del fundador Sukesaku Watanabe de "crear industrias con infinitas posibilidades a partir de los recursos finitos del carbón, para traer prosperidad a largo plazo a las comunidades", la gente de UBE Industries continuó expandiéndose en nuevas áreas de negocios para satisfacer las necesidades de la sociedad, ampliando sus instalaciones y sucursales a Europa, Asia y América, y haciendo que hoy en día sea una empresa capaz de competir en una gran variedad de sectores, como la producción de energía, industrias química y farmacéutica, maquinaria, cementos, etc.

UBE Chemical Europe S.A. surgió en 1999, cuando el grupo UBE decidió establecer su sede europea en Proquimed, una empresa situada en el puerto de Castellón que había comprado a BP en 1994.

La instalación que va a ser objeto de estudio se encuentra en la planta de UBE Chemical Europe S.A., situada en el polígono industrial El Serrallo S/N, en la provincia de Castellón, España.

Dicho polígono se encuentra situado entre el Grao de Castellón, 3 km al norte, Almazora, 5 km al suroeste, y Castellón de la Plana, 4 km al oeste.



Figura 1.- Ubicación de la planta de UBE Chemical Europe S.A.

La planta se encuentra bien comunicada, tanto por vía terrestre (CS-22, acceso al puerto) como por vía marítima (dársena situada junto a la del puerto del Grao de Castellón), pudiendo así recibir las materias primas necesarias para su proceso productivo y enviar sus productos y residuos de una forma rápida y eficiente.



Figura 2.- Parcela de la planta de UBE Chemical Europe S.A.

La empresa cuenta con una superficie útil de aproximadamente 340000 m², contando con más de 400 empleados en planta, entre operarios, personal de oficina, e ingenieros de diferentes titulaciones.

Actualmente es una de las mayores plantas productoras de caprolactama, uno de los componentes principales para la síntesis del nylon, la cual se obtiene a partir de hidroxilamina y ciclohexanona. Además, desde hace relativamente poco tiempo, UBE produce su propio nylon, con o sin determinados aditivos que añaden valor al producto.

Es en la zona de producción de hidroxilamina donde se precisa dióxido de azufre, el cual se produce y transporta desde otra zona de la planta, a muy altas temperaturas, por lo que es necesario someterlo a un proceso de enfriamiento para poder aprovecharlo, el cual consta de una caldera de recuperación, una torre de enfriamiento, y un intercambiador de calor, el cual será objeto de estudio en el presente proyecto.

Por otro lado, durante el proceso se obtienen ciertos residuos que se tratan y comercializan como productos secundarios, como sulfato amónico, que se trata y se vende como fertilizante, polycarbonatodiol (PCD) y 1,5-pentanodiol (PDL), que se aprovechan para la producción de film para envases de alimentación, componentes de automoción y productos de ingeniería de consumo, y 1,6-hexanodiol (HDL), producto de alto valor en la industria farmacéutica.

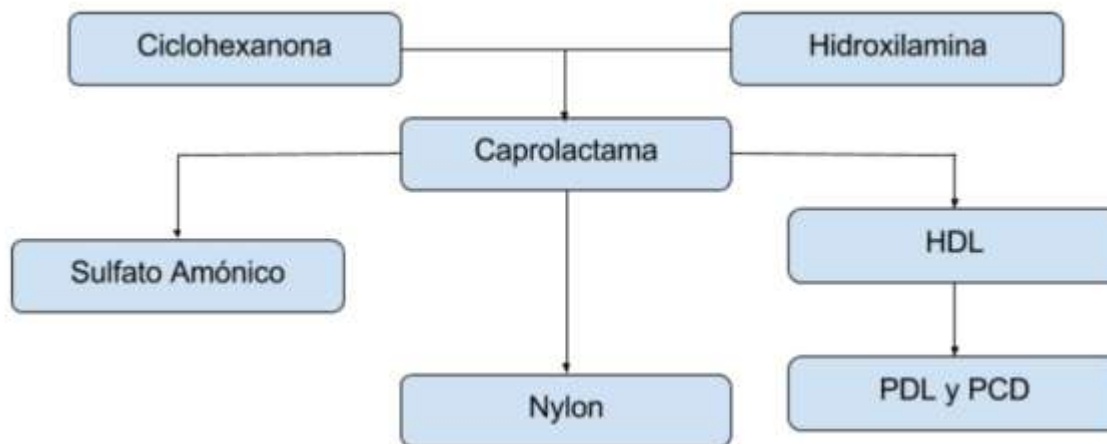


Figura 3.- Diagrama del proceso productivo

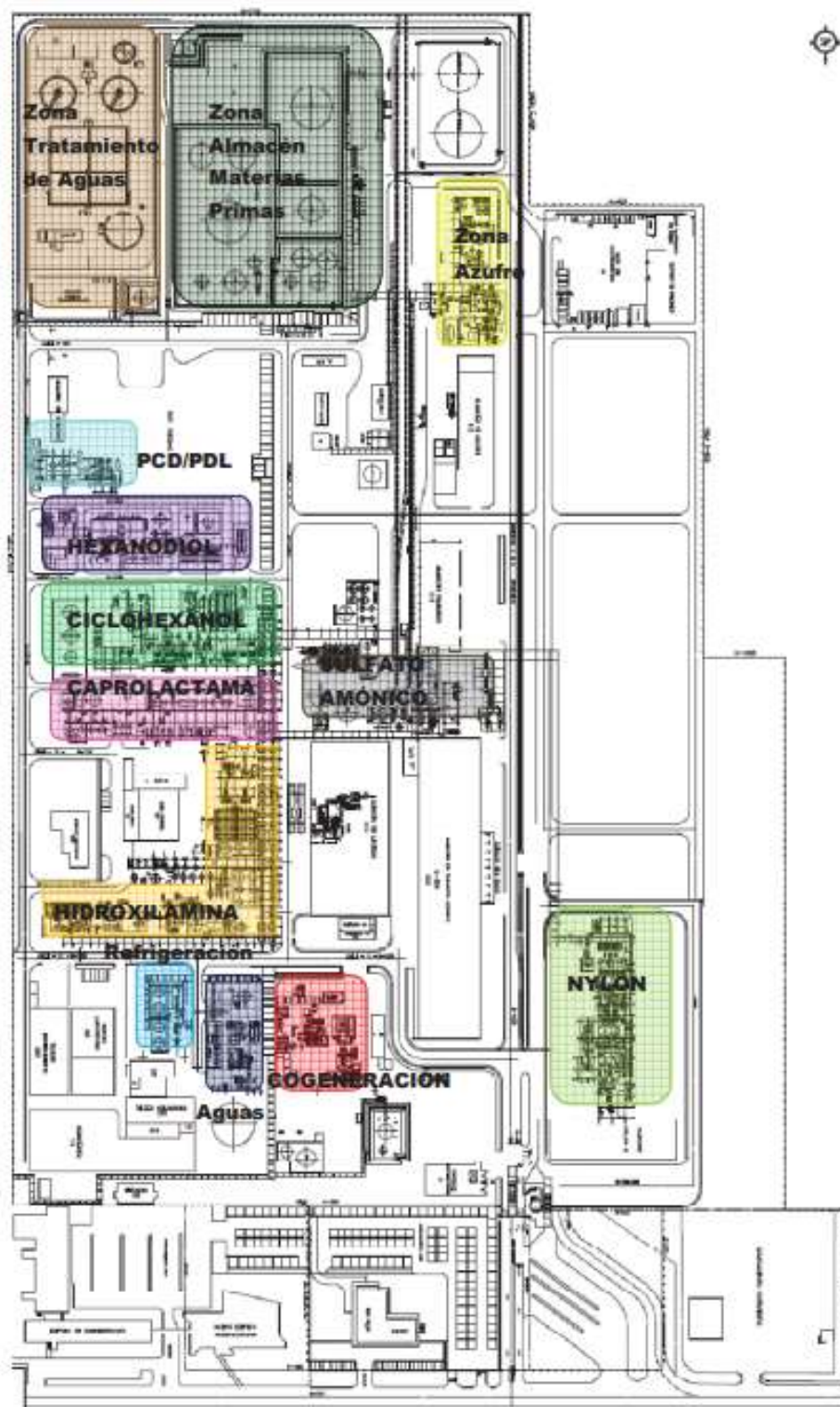


Figura 4.- Distribución en planta

4. NORMATIVA Y REFERENCIAS

4.1. Normativa de aplicación al proyecto

- **UNE 157001:2014**
Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico
- **UNE-EN 247:1997**
Intercambiadores de calor. Terminología
- **UNE-EN 305:1997**
Intercambiadores de calor. Definiciones del rendimiento de los intercambiadores de calor y procedimiento general de ensayo para establecer el rendimiento de todos los intercambiadores de calor
- **UNE-EN 306:1997**
Intercambiadores de calor. Métodos de medida de los parámetros necesarios para establecer el rendimiento
- **UNE-EN 307:1999**
Intercambiadores de calor. Directrices para elaborar las instrucciones de instalación, funcionamiento y mantenimiento, necesarias para mantener el rendimiento de cada uno de los tipos de intercambiadores de calor
- **UNE-EN ISO 16812:2007**
Petroleum, petrochemical and natural gas industries - Shell-and-tube heat exchangers
- **UNE 1032:1982**
Dibujos técnicos. Principios generales de representación
- **UNE-EN ISO 5455:1996**
Dibujos Técnicos. Escalas
- **UNE-EN ISO 5457:2000**
Documentación técnica de producto. Formatos y presentación de los elementos gráficos de las hojas de dibujo
- **UNE 1027:1995**
Dibujos técnicos. Plegado de planos

4.2. Software informático utilizado

- Paquete Microsoft Office (Word, Excel)
- Software EES (Engineering Equation Solver)

4.3. Bibliografía

- Callister, William D.: *Introducción a la ciencia y tecnología de los materiales, Volúmenes I y II*. Barcelona, Reverté, 2012
- Cengel, Yunus Ali: *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*. Santa Fé, McGraw-Hill, 2007
- Apuntes de Proyectos de Ingeniería (ET1031 UJI)
- Apuntes de Tecnología de Materiales (ET1036 UJI)
- Apuntes de Ciencia y Tecnología de Materiales (ET1015 UJI)
- Apuntes de Ingeniería Térmica (ET1014 UJI)
- Apuntes de Equipos de Intercambio Térmico (SIV023 UJI)
- “Castellón de la Plana” [en línea]
https://es.wikipedia.org/wiki/Castell%C3%B3n_de_la_Plana
- “El dióxido de azufre SO₂” [en línea] Fundación para la Salud Geoambiental.
<http://www.saludgeoambiental.org/dioxido-azufre-so2>
- Catálogos aceros 254 SMO, 2205 y 2207. <http://www.chilexpo.com/>

4.4. Definiciones y abreviaturas

C

Caprolactama: molécula clave en la síntesis del nylon. Se obtiene a partir del tolueno. Es el único compuesto que la IARC (Agencia Internacional para la Investigación del Cáncer) clasifica como probable no carcinógeno humano, en el grupo 4.

Ciclohexanona: molécula cíclica compuesta de seis átomos de carbono y un grupo funcional cetona. Pertenece por tanto al grupo de las cetonas cíclicas. Es un líquido incoloro, cuyo olor recuerda al de la acetona. Es soluble en agua y miscible con los solventes orgánicos más comunes.

D

Diatomeas: grupo de algas unicelulares que constituye uno de los tipos más comunes de fitoplancton. Una característica especial de este tipo de algas es que se hallan rodeadas por una pared celular única hecha de sílice opalino (dióxido de silicio hidratado), que muestran una amplia variedad en su forma, pero generalmente consisten en dos partes asimétricas con una división entre ellas, característica que da nombre al grupo. Las comunidades de diatomeas son una herramienta usada recurrentemente para la vigilancia de las condiciones medioambientales, de la calidad del agua y en el estudio de los cambios climáticos.

F

FeOOH: herrumbre, sustancia que se forma sobre el hierro metálico expuesto a la humedad, es una sustancia color marrón que corroe su superficie hasta llegar a perforarlo.

FeSO₄: fórmula molecular del sulfato de hierro (II)

H

Hexanodiol: sólido cristalino incoloro que funde a 42 °C y hierve a 208 °C. Es soluble en agua y es higroscópico. Es ampliamente utilizado para el poliéster industrial y la producción de poliuretano.

Hidroxilamina: compuesto que procede de sustituir un átomo de hidrógeno del amoníaco por un hidroxilo. No se encuentra libre en la naturaleza. Es un compuesto sólido, incoloro, inodoro, muy ávido del agua y se mezcla con ella en todas proporciones. Arde en el aire con llama de color amarillento. Cuando se calienta en estado anhidro (deshidratada), explota con gran violencia. Es de reacción básica, menos pronunciada que el amoníaco, aparte de ser un poderoso reductor.

H₂SO₄: el ácido sulfúrico es un compuesto químico extremadamente corrosivo. Es el compuesto químico que más se produce en el mundo, por eso se utiliza como uno de los tantos medidores de la capacidad industrial de los países. Una gran parte se emplea en la obtención de fertilizantes. También se usa para la síntesis de otros ácidos y sulfatos y en la industria petroquímica.

N

Nylon: polímero sintético que pertenece al grupo de las poliamidas. Se genera formalmente por policondensación de un diácido con una diamina. La cantidad de átomos de carbono en las cadenas de la amina y del ácido se puede indicar detrás de las iniciales de poliamida.

P

Pentanodiol: líquido viscoso incoloro que se utiliza como plastificante y como agente emulsionante. Es miscible en agua y disolventes orgánicos. Además de como plastificantes, se emplea como materia prima para la obtención de poliuretanos, policarbonatodíoles y poliésteres.

S

S: fórmula molecular del azufre. Este no metal tiene un color amarillento fuerte, amarronado o anaranjado y arde con llama de color azul, desprendiendo dióxido de azufre. Es insoluble en agua pero se disuelve en disulfuro de carbono y benceno.

SH₂: fórmula molecular del ácido sulfhídrico

SO₂: el dióxido de azufre es un gas incoloro, irritante, con un olor penetrante que se comienza a percibir con 0'3 a 1'4 ppm -partes por millón-, y es perfectamente distinguible a partir de 3 ppm. Su densidad es el doble que la del aire. No es un gas inflamable ni explosivo y tiene mucha estabilidad, es muy soluble en agua y en contacto con ella se convierte en ácido sulfúrico

Sulfato amónico: Se utiliza como floculante y, además, como un reactivo en purificación de ácidos para precipitar proteínas solubles. Es un excelente componente para la llamada precipitación fraccionada, porque, entre otras cosas, hace que el agua compita entre la disolución de esta sal o de la proteína (formada por muchos grupos carboxilo y amonio), causando que precipite la proteína con tres aminoácidos. En agricultura es usado ampliamente como "garbanzos", tanto para fertirrigación como para aplicación directa al suelo por productores de hortalizas. El Sulfato de Amonio a menudo se obtiene como un producto residual de la fabricación del nylon.

A continuación, se presentan en forma de tabla todos los parámetros y variables que intervienen en el análisis de los fluidos y del intercambiador, junto a su descripción y unidades. Esta notación será válida para todos los apartados del proyecto.

Tabla 1.- Nomenclatura

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
P_{Total}	Presión total	bar
P_i	Presión parcial del componente "i"	bar
x_i	Fracción molar del componente "i"	-
M_i	Peso molecular del componente "i"	g/mol
π	Número pi	-
$\varnothing_{ext,tub}$	Diámetro exterior de los tubos	m
$\varnothing_{int,tub}$	Diámetro interior de los tubos	m
Pt	Pitch	m
Sep_{baf}	Separación entre baffles	m
n_{baf}	Número de baffles	-
$\varnothing_{ext,carc}$	Diámetro exterior de la carcasa	m
$\varnothing_{int,carc}$	Diámetro interior de la carcasa	m
A_s	Superficie de intercambio	m ²
L	Longitud de los tubos	m
n_{tubos}	Número de tubos	-
\dot{m}	Caudal másico	kg/s
G	Velocidad másica	kg/m ² ·s
c_p	Calor específico	J/kg·K
μ	Viscosidad	kg/m·s
μ_p	Viscosidad de pared	kg/m·s
k	Conductividad térmica	W/m·K
ρ	Densidad	Kg/m ³
C_{min}	Capacidad térmica del fluido de menor capacidad	W/K
C_{max}	Capacidad térmica del fluido de mayor capacidad	W/K
C	Relación de capacidades térmicas de los fluidos	-

Tabla 1.- Nomenclatura (continuación)

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
A_{tub}	Área de flujo de los tubos	m^2
A_{carc}	Área de flujo de la carcasa	m^2
D_{eq}	Diámetro equivalente	m
$T_{c,in}$	Temperatura de entrada del fluido caliente	$^{\circ}C$
$T_{f,in}$	Temperatura de entrada del fluido frío	$^{\circ}C$
$T_{c,out}$	Temperatura de salida del fluido caliente	$^{\circ}C$
$T_{f,out}$	Temperatura de salida del fluido frío	$^{\circ}C$
T_{pared}	Temperatura de pared	$^{\circ}C$
Pr	Número de Prandtl	-
Re	Número de Reynolds	-
Nu	Número de Nusselt	-
h	Coeficiente de convección	$W/m^2 \cdot K$
h_{corr}	Coeficiente de convección corregido	$W/m^2 \cdot K$
$K_{material}$	Coeficiente de conducción	$W/m \cdot K$
U	Coeficiente global de transmisión de calor	$W/m^2 \cdot K$
NTU	Número de Unidades de Transferencia	-
Q	Calor transferido	W
f_{fric}	Factor de fricción	-
ΔP	Pérdidas de carga	Pa
ε	Eficiencia	%
β	Densidad de área	m^2/m^3
v	Velocidad del fluido	m/s
f	Factor de Gnielinski	-
L_1	Altura de la carcasa	m
L_2	Anchura de la carcasa	m
L_3	Profundidad de la carcasa	m

5. EL AZUFRE EN EL PROCESO PRODUCTIVO

5.1. El producto

El dióxido de azufre (SO_2), también llamado dióxido de sulfuro, es un gas incoloro, irritante, con un olor penetrante que se comienza a percibir con 0'3 a 1'4 ppm -partes por millón-, y es perfectamente distinguible a partir de 3 ppm. Su densidad es el doble que la del aire. No es un gas inflamable ni explosivo y tiene mucha estabilidad, es muy soluble en agua y en contacto con ella se convierte en ácido sulfúrico (H_2SO_4). Consiste en un átomo de azufre y dos de oxígeno.

Durante su proceso de oxidación en la atmósfera, este gas forma sulfatos. Estos sulfatos forman parte del material particulado PM10. En presencia de humedad el dióxido de azufre forma ácidos en forma de aerosoles y se produce una parte importante del material particulado secundario o fino (PM2.5). El SO_2 es el responsable de la lluvia ácida.

Tanto la exposición a sulfatos como a los ácidos derivados del SO_2 , comportan graves riesgos para la salud ya que éstos pasan directamente al sistema circulatorio humano a través de las vías respiratorias.

La principal fuente de emisión de dióxido de azufre a la atmósfera es la combustión de productos petrolíferos y la quema de carbón en centrales eléctricas y calefacciones centrales. Existen también algunas fuentes naturales, como es el caso de los volcanes.

La contaminación del aire por SO_2 puede causar los siguientes efectos:

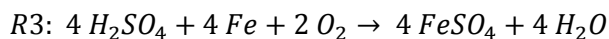
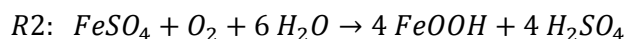
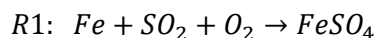
- Dificultad para respirar
- Inflamación de las vías respiratorias
- Irritación ocular por formación de ácido sulfuroso sobre las mucosas húmedas
- Alteraciones psíquicas
- Edema pulmonar
- Paro cardíaco
- Colapso circulatorio
- Queratitis

Curiosamente, a pesar de ser un contaminante muy perjudicial, es también un aditivo alimenticio muy utilizado al tener características conservantes y antibacterianas. Se conoce como E220 y se emplea en vinos- los famosos sulfitos- cervezas, zumos, caramelos, yemas de huevo y otros productos con huevo.

En cuanto a la corrosión producida por el dióxido de azufre, diversos estudios muestran que cuando la concentración de SO_2 aumenta, también lo hace la velocidad de corrosión del material, medida a partir del peso perdido.

Al analizar el efecto del SO_2 en la corrosión del acero, se observan los siguientes mecanismos de reacción:

1. Adsorción del SO_2 sobre la superficie metálica del acero
2. Formación de sulfato de hierro por la acción directa del SO_2 y el aire sobre el hierro
3. Formación de herrumbre y liberación de ácido sulfúrico
4. Reacción del ácido sulfúrico con el hierro, formando más sulfato de hierro



5.2. La producción de SO_2

La Unidad 2155 de UBE tiene por objetivo la recepción, almacenamiento y distribución del azufre, para su consumo en las Unidades 2165 y 2166 (producción de SO_2), y 2185 (producción de Oleum).

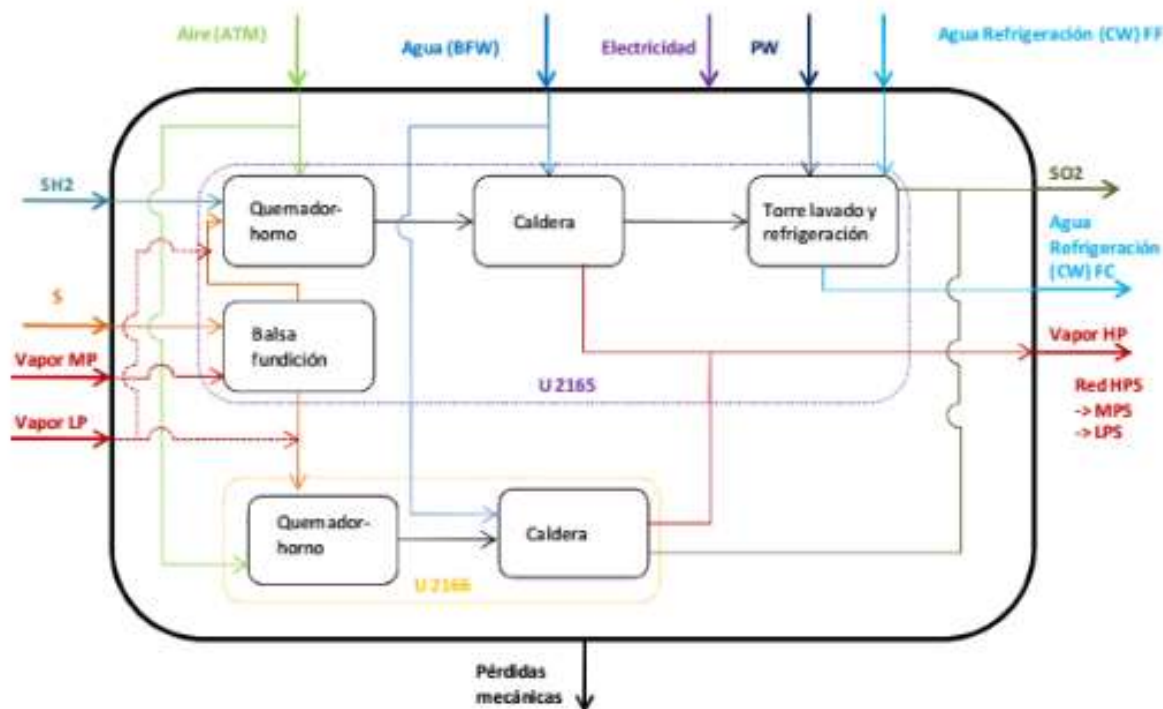


Figura 5.- Diagrama de flujo en la producción de SO_2

El azufre sólido, depositado en almacén abierto, es posteriormente alimentado mediante una pala mecánica a las balsas de fusión, donde se funde. El calor necesario para la fusión es aportado por vapor de media presión. También se recibe azufre fundido de la empresa vecina BP por tubería directamente de su tanque de almacenamiento. Esta línea va traceada eléctricamente.

La neutralización del azufre se realiza en las fosas M-2155-3A y M-2155-3B mediante la adición de cal, que se mezcla con éste de forma homogénea gracias a la acción de los agitadores MX-2155-1A y MX-2155-1B. El azufre fundido se envía mediante las bombas P-2155-7A y P-2155-7B a los filtros FIL-2155-1 y FIL-2155-2, que operan con una precapa formada con tierra de diatomeas, y pasa a continuación a la fosa de azufre filtrado M-2155-1.

En esta fosa, las bombas P-2155-1A, P-2155-1B y P-2155-1C envían el azufre al horno de la Unidad 2185 y al horno de la Unidad 2165. La combustión del azufre se realiza en el quemador rotatorio BR-2165-1, generando así los gases de SO_2 .

El ácido sulfhídrico gas (SH_2), procedente de la refinería de BP, pasa por el depósito D-2165-5, donde se separan las impurezas líquidas y se devuelven a la refinería mediante la bomba P-2165-2. El SH_2 entra lateralmente al horno F-2165-1 por una tobera a la cual entra el aire necesario para la combustión, que se envía mediante la soplante B-2165-1. A su llegada, se divide en dos líneas: una que va al quemador de SH_2 , y otra que va al quemador de azufre. En este último se vuelve a dividir en dos: una línea que va directamente al quemador (aire primario), y otra que va a la carcasa que lo envuelve (aire secundario).

Los gases de SO_2 pasan por la caldera de recuperación de calor SG-2165-1, donde se enfrían. A continuación se envían a la torre de enfriamiento directo T-2155-1A, para eliminar las posibles impurezas, y posteriormente al intercambiador E-2155-1.

Después del E-2155-1, los gases de SO_2 se aspiran y envían a la Unidad de Producción de Hidroxilamina, donde participarán en su proceso de producción. En la cabeza del D-2165-6 hay un rompedor de vacío cuya función es evitar que el vacío creado por la aspiración de las soplantes B-2145-3A y B-2145-3BX sea superior a 500 mmca.

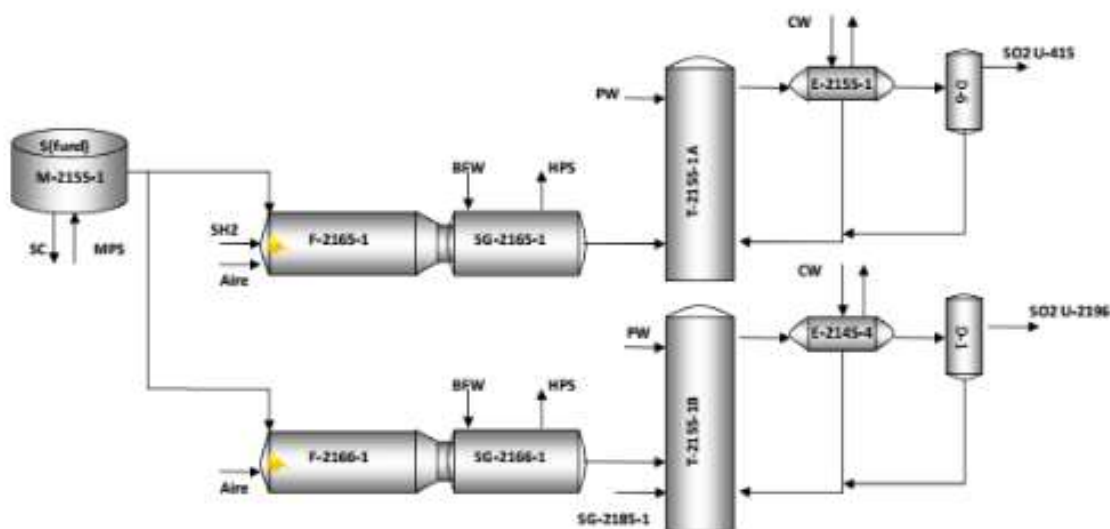


Figura 6.- Esquema de los equipos en el proceso de producción de SO_2

6. INTERCAMBIADORES DE CALOR

6.1. Introducción

Los intercambiadores de calor son equipos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes, y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y aire acondicionado, hasta los procesos químicos y la producción de energía en grandes plantas industriales. Los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado en el sentido de que no permiten que se combinen los dos fluidos que intervienen.

En un intercambiador, la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

6.2. Clasificación de los intercambiadores de calor

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de accesorios y configuraciones del equipo para dicha transferencia. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor.

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, llamado intercambiador de calor de **tubo doble**. En un intercambiador de este tipo, uno de los fluidos pasa por el tubo interior, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos.

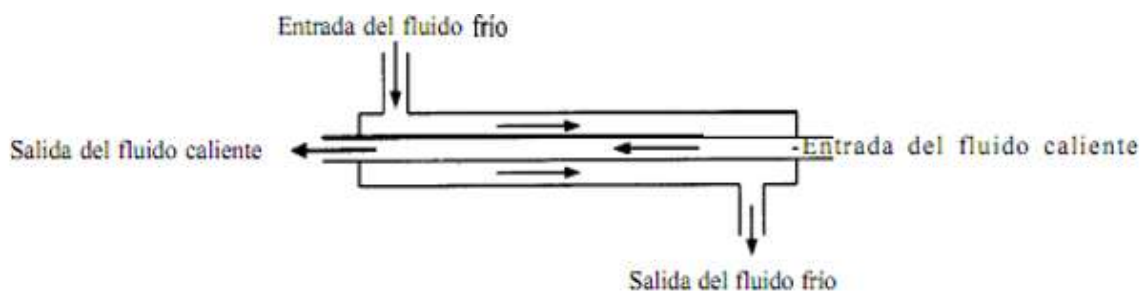


Figura 7.- Intercambiador de calor de tubo doble

En un intercambiador de calor de tubo doble son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo **equicorriente**, los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el flujo a **contracorriente**, los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

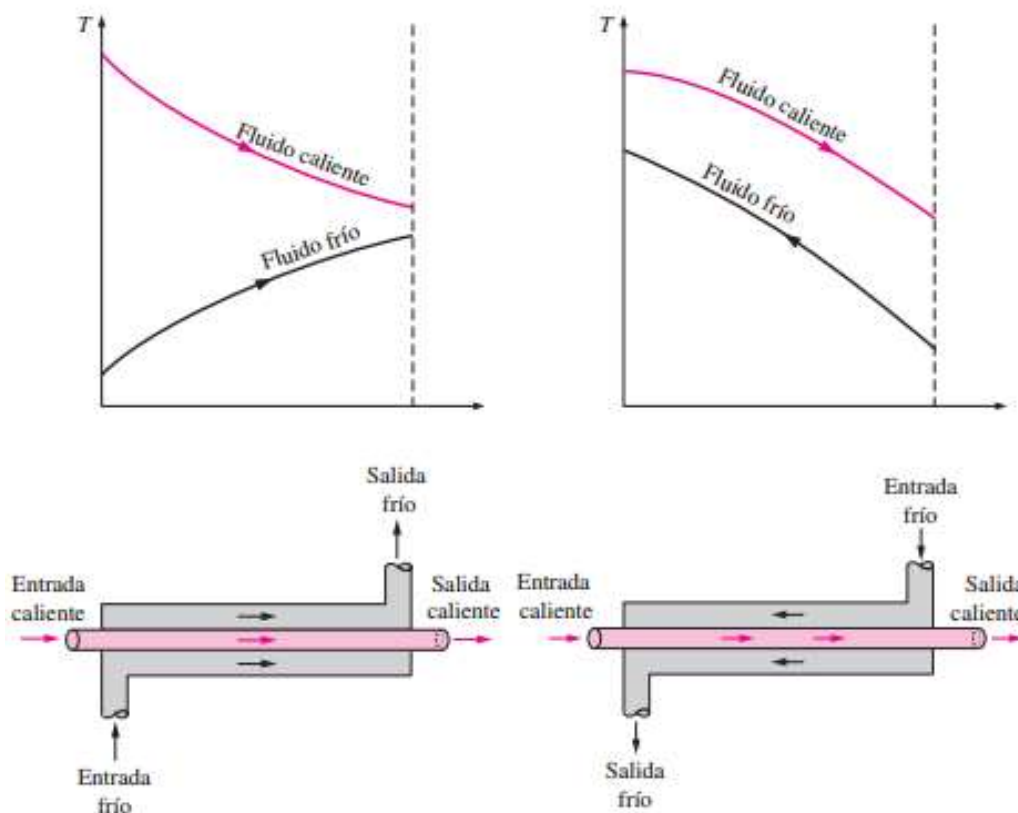


Figura 8.- Intercambiadores de calor de tubo doble de flujo equicorriente (izquierda) y flujo a contracorriente (derecha)

Otro tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el **compacto**. Los intercambiadores compactos permiten lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos.

La gran área superficial en los intercambiadores compactos se obtiene sujetando placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí a las paredes que separan los dos fluidos. Los intercambiadores compactos son de uso común en la transferencia de calor de gas hacia gas y de gas hacia líquido (o líquido hacia gas), para contrarrestar el bajo coeficiente de transferencia de calor asociado con el flujo de gases mediante una mayor área superficial. Por ejemplo, en el radiador de un automóvil, del tipo compacto de agua hacia aire, no causa sorpresa que las aletas se encuentren sujetas en el lado del aire de la superficie del tubo. En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como **flujo cruzado**, el cual todavía se puede dividir entre **flujo mezclado**, si el fluido tiene libertad para moverse en la dirección transversal, y **flujo no mezclado**, si existe algún elemento que impide dicho movimiento, como pueden ser aletas, o los propios tubos con el fluido que trasiegan.

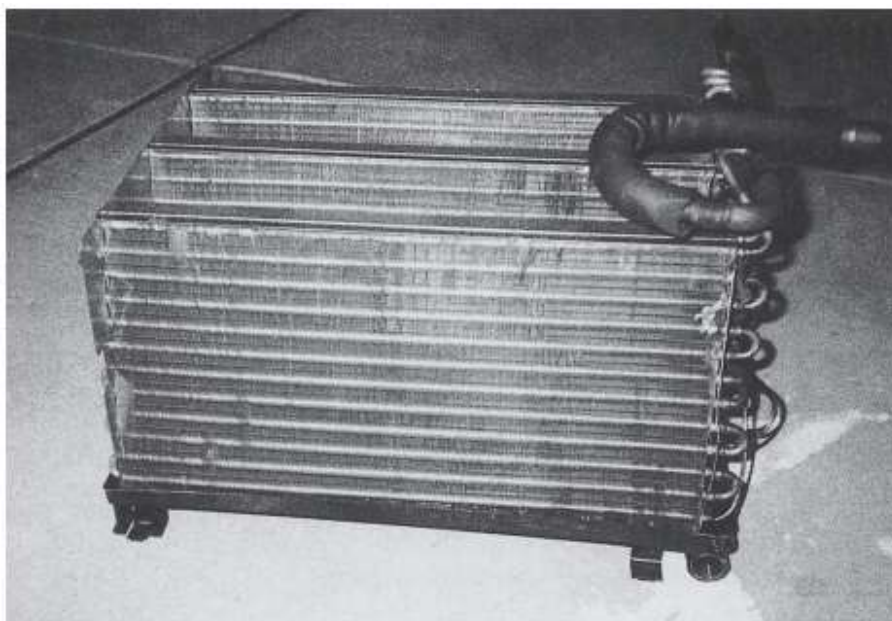


Figura 9.- Intercambiador de calor compacto

El tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales es el de **carcasa-tubos**. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empaquetados en una carcasa con sus ejes paralelos al de ésta. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, por dentro de la carcasa. Es común la colocación de desviadores (baffles) para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha carcasa con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciamiento uniforme entre los tubos.

A pesar de su extendido uso no son adecuados para utilizarse en automóviles y aviones debido a su peso y tamaño relativamente grandes. Nótese que en un intercambiador de este tipo los tubos se abren hacia ciertas zonas grandes de flujo, llamadas cabezales, que se encuentran en ambos extremos de la carcasa, en donde el fluido del lado de los tubos se acumula antes de entrar y salir de ellos.

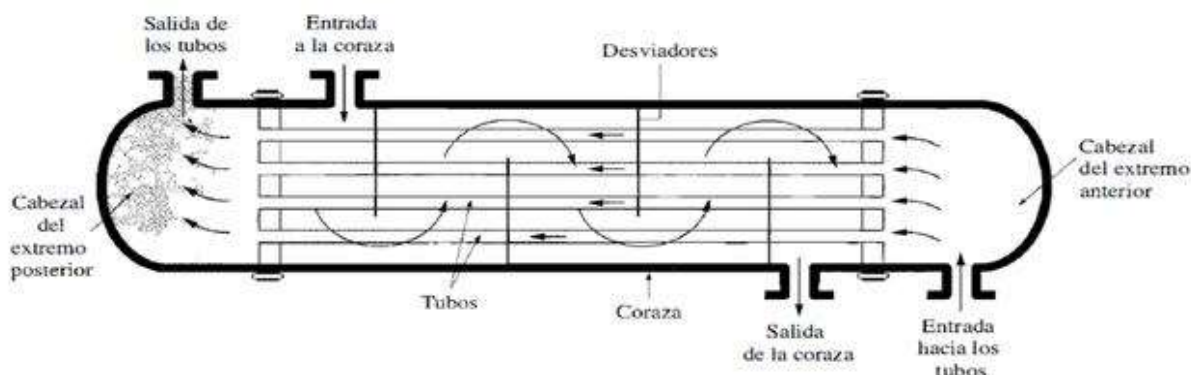


Figura 10.- Intercambiador de calor de carcasa-tubos

Los intercambiadores de carcasa-tubos se clasifican todavía más según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en la carcasa se dice que son de **un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos**. De modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos en la carcasa y cuatro pasos en los tubos se le llama de **dos pasos por la carcasa y cuatro pasos por los tubos**.

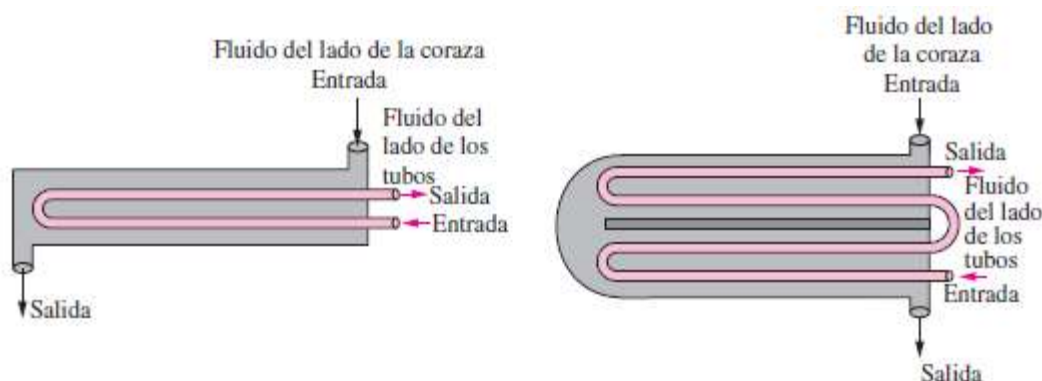


Figura 11.- Intercambiador de carcasa-tubos de un paso por carcasa y dos pasos por tubos (izquierda) y de dos pasos por carcasa y cuatro pasos por tubos (derecha)

Un tipo innovador de intercambiador de calor que ha encontrado un amplio uso es el de **placas y armazón** (o sólo de placas), el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor. Asimismo, este tipo de intercambiadores pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor sencillamente montando más placas. Resultan muy apropiados para aplicaciones de intercambio de calor de líquido hacia líquido, siempre que las corrientes de los fluidos caliente y frío se encuentren más o menos a la misma presión.

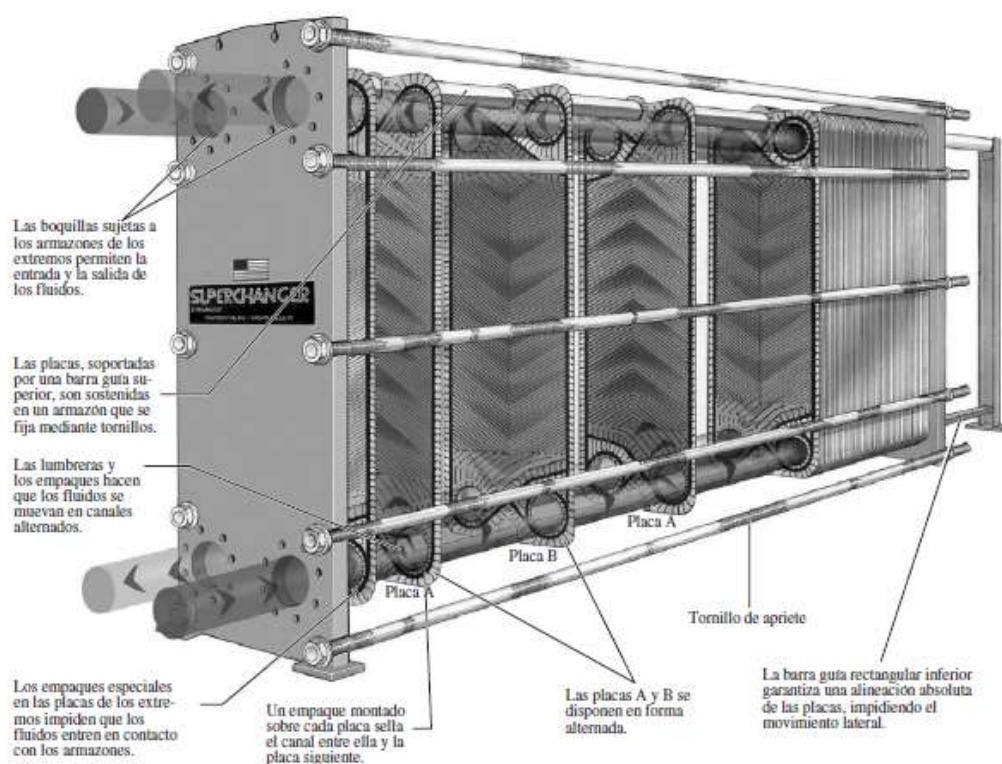


Figura 12.- Intercambiador de calor de placas y armazón

Otro tipo de intercambiador de calor que se relaciona con el paso alternado de las corrientes de los fluidos caliente y frío a través de la misma área de flujo es el **regenerativo**. El intercambiador regenerativo del tipo estático básicamente es una masa porosa que tiene una gran capacidad de almacenamiento de calor, como la malla de alambre de cerámica. Los fluidos caliente y frío fluyen a través de esta masa porosa de manera alternada. El calor se transfiere del fluido caliente hacia la matriz del regenerador durante el flujo del mismo, y de la matriz hacia el fluido frío durante el paso de éste. Por tanto, la matriz sirve como un medio de almacenamiento temporal de calor.

El regenerador del tipo dinámico consta de un tambor giratorio y se establece un flujo continuo del fluido caliente y del frío a través de partes diferentes de ese tambor, de modo que diversas partes de este último pasan periódicamente a través de la corriente caliente, almacenando calor, y después a través de la corriente fría, rechazando este calor almacenado. Una vez más, el tambor sirve como el medio de transporte del calor de la corriente del fluido caliente hacia la del frío.

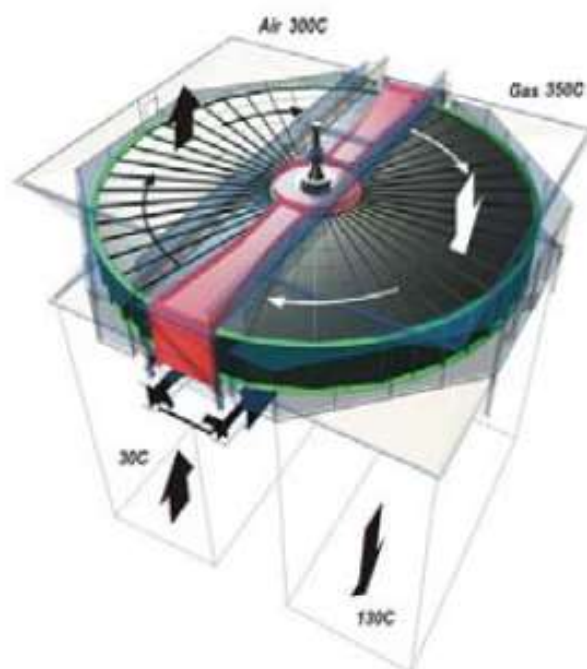


Figura 13.- Intercambiador regenerativo dinámico

A menudo a los intercambiadores se les da nombres específicos que reflejen la aplicación para la cual se usan. Por ejemplo, un **condensador** es un intercambiador de calor en el cual uno de los fluidos se enfría y se condensa conforme fluye a través de ese intercambiador, una **caldera** es otro intercambiador en el cual uno de los fluidos absorbe calor y se vaporiza, un **radiador** de espacio es un intercambiador que transfiere calor del fluido caliente hacia el espacio circundante por radiación, etc.

A continuación, se presentan de nuevo los diferentes tipos de intercambiadores de calor de forma más esquemática, a modo de resumen simplificado:

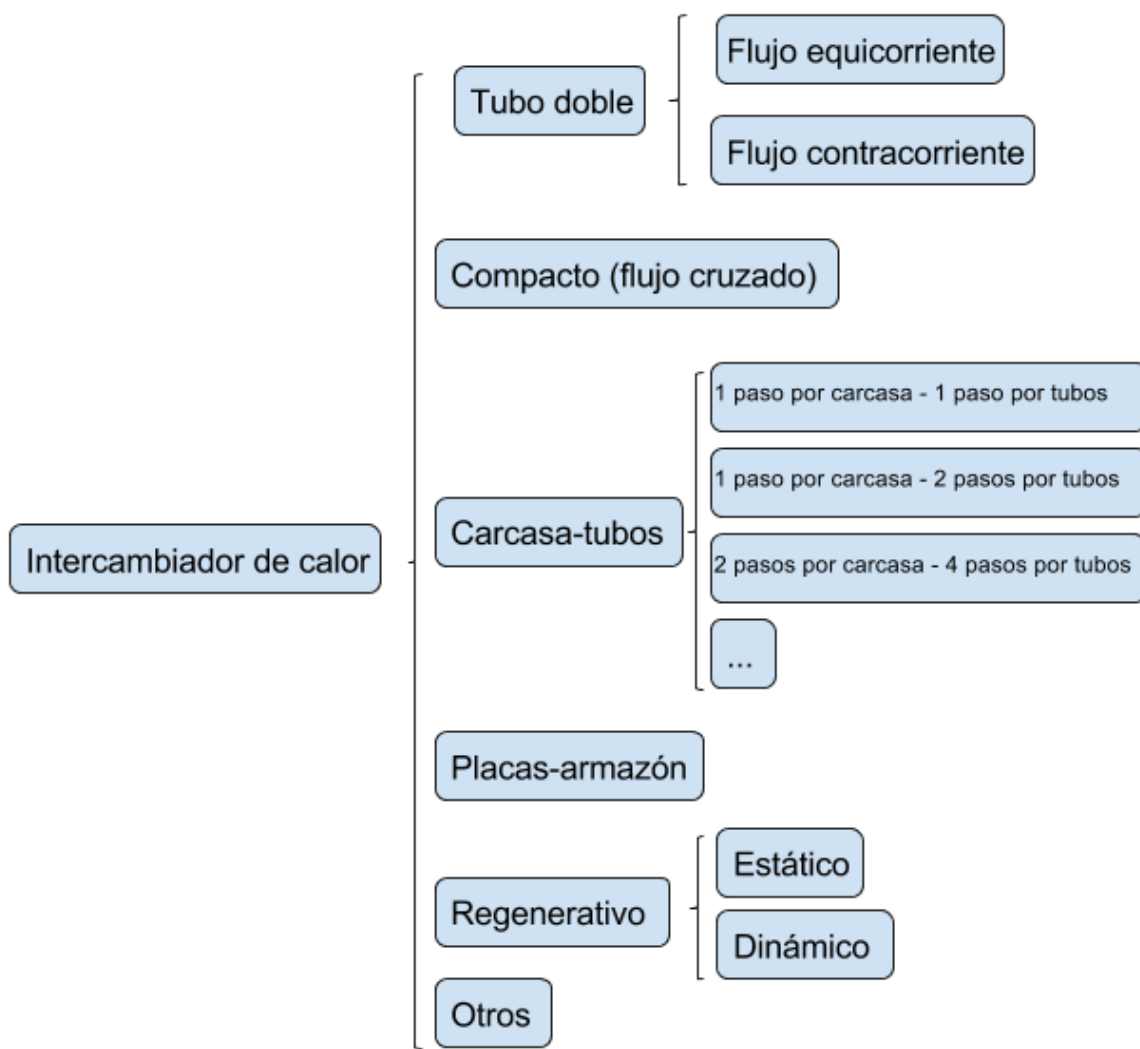


Figura 14.- Clasificación de los intercambiadores de calor

6.3. El intercambiador E-2155-1

La instalación que es objeto de estudio en el presente proyecto es el intercambiador de calor E-2155-1 de la Unidad 2155 de la planta de UBE en Castellón, encargada de la recepción, almacenamiento y distribución de azufre para su consumo en la producción de SO_2 y Oleum.

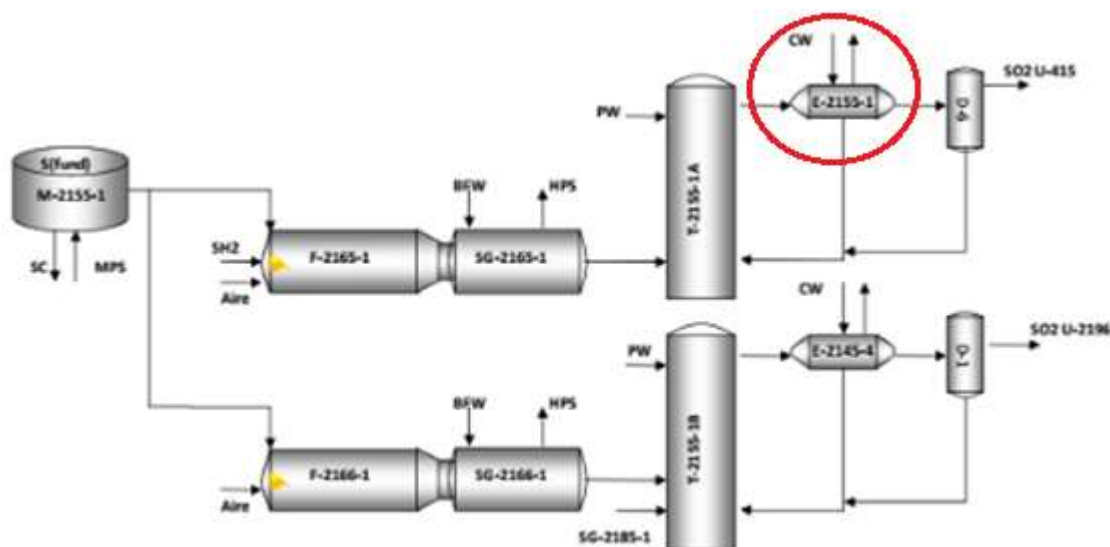


Figura 15.- Situación del equipo E-2155-1 en el proceso productivo

No se conoce con certeza cuándo se instaló este equipo en la planta. Los archivos más antiguos de los que dispone la empresa (pertenecientes a la extinta Proquimed, fundada en 1967) muestran que se aplicó un proceso de mantenimiento al equipo a principios de los años 70, lo cual no clarifica en qué año se inició su funcionamiento, pero sí permite llegar a una conclusión: el equipo es extremadamente antiguo, con más de 45 años de servicio continuo.

Durante este tiempo, la instalación de la Unidad 2155 ha variado en diversas ocasiones, cambiando sus componentes o ampliándose a medida que la planta ha ido aumentando su capacidad productiva. Sin embargo, el intercambiador E-2155-1 no ha sido modificado nunca; solo se ha visto expuesto a distintos procesos de reparación y mantenimiento, manteniendo sus parámetros de diseño intactos.



Figura 16.- Intercambiador E-2155-1

A continuación, se presentan algunas de las características y parámetros del intercambiador E-2155-1:

Tabla 2.- Datos generales del intercambiador E-2155-1

DATOS GENERALES	
Nombre	E-2155-1
Labor	Enfriamiento SO ₂
Tipo	Carcasa-Tubos (1 paso carcasa - 1 paso tubos)
Dirección del flujo	Contracorriente
Presión de diseño (bar)	3
Presión de prueba (bar)	4,5
Temperatura de diseño (°C)	60
Diámetro externo de la carcasa (m)	1,4
Espesor de la carcasa (m)	0,008
Material de la carcasa	St.37 DIN 17100
Número de baffles	13
Separación entre baffles (m)	0,251

Tabla 3.- Datos de los tubos del intercambiador E-2155-1

DATOS DE LOS TUBOS	
Número de tubos	211
Diámetro exterior (m)	0,07
Espesor (m)	0,007
Longitud (m)	3,75
Distancia entre centros (m)	0,085
Configuración de los tubos	Triangular (Tresbolillo)
Material	Pb 99,9 Cu DIN 1719 (K = 35 W/m·K)

Tabla 4.- Datos de los fluidos del intercambiador E-2155-1

DATOS DE LOS FLUIDOS		
	CARCASA	TUBOS
Fluido	Agua	SO ₂
Caudal (kg/s)	3,863	8,254
Conductividad (W/m·K)	0,6145	0,247
Densidad (kg/m ³)	993	0,694
Viscosidad (kg/m·s)	0,000684	1,832·10 ⁻⁵
Calor específico (J/kg·°C)	4182	999,4
Presión de trabajo (bar abs)	3	1
Temperatura entrada (°C)	35,2	65
Temperatura salida (°C)	40	55,6

Cabe mencionar que, si bien se especifica que el fluido que trasiega por los tubos es SO₂, en realidad éste contiene ciertos porcentajes de otros gases de combustión. Es por eso que ciertos parámetros, como el calor específico o la densidad, difieren de los valores teóricos para el SO₂.

Tabla 5.- Composición de los gases de combustión

Composición entrada E-2155-1				
	kg/s	% másico	mol/s	% molar
TOTAL	8,254	100%	242,54	100%
SO ₂	2,733	33,11	42,687	17,6
O ₂	0,05	0,6	1,55	0,64
N ₂	5,326	64,53	190,22	78,43
H ₂ O	0,1453	1,76	8,077	3,33

Estos valores se han obtenido mediante distintos cálculos, que se pueden consultar en la sección *Propiedades de los gases del Anexo I: Cálculos*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*.

6.4. Problemas en la instalación

El principal problema que presenta el intercambiador E-2155-1 es el material con el que está construido. En un principio, la utilización de plomo como material protector frente a la corrosión era una medida correcta, pero casi 50 años de avances tecnológicos comprenden una gran variedad de alternativas mucho más adecuadas para la consecución de este objetivo, tanto desde el punto de vista técnico (protección frente a la corrosión) como económico (costes y frecuencia de mantenimiento y sustitución, tiempos de reparación).

Además, el plomo es un elemento fuertemente tóxico que puede causar distintos y severos problemas, tanto en la salud de los seres vivos, como en el medio ambiente. Es por eso que desde la Organización Mundial de la Salud (OMS) se lleva años promoviendo su eliminación gradual de todos los ámbitos de la vida humana.

Por otro lado, es muy probable que el equipo no esté funcionando de forma óptima, debido a su prolongada vida y a la cantidad de fallos y reparaciones a las que se ha visto expuesto. Será necesario analizar las prestaciones de la instalación y determinar si es posible reducir el tamaño del intercambiador sin mermar la transferencia de calor necesaria en el proceso.

Así pues, como ya se ha mencionado anteriormente, en los próximos apartados de este proyecto se realizarán diferentes estudios y cálculos en vista a lograr la renovación y mejora de este equipo de enfriamiento.

7. PROPUESTA Y ANÁLISIS DE SOLUCIONES

7.1. Estudio de la instalación actual

El primer paso para poder modificar una instalación, es conocerla. Realizar un correcto estudio del funcionamiento del equipo actual permitirá establecer una sólida base comparativa para los posteriores desarrollos de alternativas y mejoras.

Los parámetros con los que se trabajará en el presente proyecto son:

- Calor intercambiado (Q): la cantidad de calor que cede el fluido caliente hacia el fluido frío.
- Superficie de intercambio de calor (A_s): correspondiente al área de la cara externa de los tubos del intercambiador.
- Densidad de área (β): la razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen.
- Volumen de la instalación: el espacio que ocupa la instalación.

El diseño de un intercambiador de calor es un proceso muy complejo y ambiguo. Existe una amplia colección de bibliografía, tanto física como virtual, que trata en mayor o menor detalle este proceso, además de diferentes programas específicos de simulación y diseño, y un sinnúmero de empresas especializadas. Sin embargo, es sumamente difícil encontrar dos autores que coincidan al 100% en los pasos a seguir y los cálculos a ejecutar.

El proceso de diseño más aceptado es el comúnmente llamado “prueba y error”. Consiste en suponer ciertos parámetros geométricos del intercambiador, y realizar los cálculos pertinentes para comprobar el funcionamiento del equipo diseñado, comparándolo con el funcionamiento que se espera y desea de él. Este método presenta el problema de que todos los parámetros están muy ligados entre sí, y cualquier variación en la geometría puede beneficiar el diseño por un lado, pero empeorarlo por otro.

La metodología que se empleará en este proyecto será la de calcular el calor que se puede llegar a transferir con diferentes combinaciones de diámetros de los tubos, diámetro de la carcasa y longitud, y compararlo con la cantidad de calor que se necesita para el proceso requerido. Los resultados se analizarán y se seleccionará una geometría final que se considere relativamente óptima, siempre a ojos del autor.

Cabe mencionar que la eficiencia de un intercambiador no es un parámetro equivalente a, por ejemplo, el rendimiento de una máquina eléctrica. Si bien el rendimiento de una máquina eléctrica indica la relación entre la potencia útil y la potencia aportada, la variación de la eficiencia de un intercambiador no implica un mayor aprovechamiento de energía, con su consiguiente ahorro económico, puesto que representa la relación entre el calor real transferido, y el calor que se podría llegar a transferir de forma ideal, que es un invariante del proceso.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos tras realizar el análisis de la instalación actual. Todos los cálculos y consideraciones pertinentes se pueden consultar en la sección *Estudio de la instalación actual* del *Anexo I: Cálculos*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*.

Tabla 6.- Resultados del análisis de la instalación actual

Superficie de intercambio de calor actual (m^2)	174,005
Calor transferido actual (W)	77540
Eficiencia actual (%)	31,6
Densidad de área actual (m^2/m^3)	30,143
Coefficiente global de transmisión de calor ($W/m^2 \cdot K$)	164,86
Calor transferible posible (W)	183380,6

Tras el estudio de los parámetros de diseño, condiciones de funcionamiento y prestaciones actuales del intercambiador E-2155-1, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- La densidad de área es muy baja, lo cual indica que el equipo ocupa demasiado volumen para el área de intercambio que ofrece.
- Si bien la eficiencia del intercambiador es bastante baja, su aumento no repercutirá en un ahorro energético y económico, de modo que no se considerará como parámetro de estudio o comparativo.
- El calor que se puede llegar a transferir según la geometría es muy superior al que realmente transfiere el equipo. Esto puede deberse a diferentes razones:
 - No se ha considerado resistencia por incrustación y ensuciamiento, y es más que probable que ésta exista, y que tenga un valor más que significativo.
 - Esta suciedad, además, puede estar taponando uno o más tubos, con lo cual se pierde superficie de intercambio.
 - Se sabe que varios tubos se han taponado de forma intencionada a lo largo del tiempo, debido a roturas irreparables en ellos, lo cual reduce también la superficie de intercambio.

Sabiendo esto, en secciones próximas se estudiará el efecto de la geometría del intercambiador en su funcionamiento, y se propondrán dos soluciones: la primera, manteniendo una geometría similar a la actual, en vistas a mejorar el proceso de enfriamiento; la segunda, buscando reducir el tamaño del equipo, logrando un enfriamiento similar al actual, pero que en ningún caso lo empeore. Además, se estudiará la posibilidad de cambiar el intercambiador de tipo carcasa-tubos por un intercambiador de banco de tubos de flujo cruzado. La elección final, pero, quedará supeditada a las decisiones de la empresa.

7.2. Condiciones del medio y entorno del intercambiador E-2155-1

Antes de empezar a elegir materiales para la construcción del equipo, hay que conocer a qué condiciones ambientales y de proceso se verá sometido, puesto que, de lo contrario, el equipo diseñado podría encarecerse innecesariamente, o, lo que es peor, no ser apto para el proceso.

Realizar un diseño casi perfecto del intercambiador no servirá de nada si los materiales elegidos no son adecuados, ya que, lejos de conseguir mejorar la fiabilidad del equipo, los fallos, roturas y fugas podrían verse aumentados de forma significativa, volviendo inútil todo el trabajo realizado, y desembocando en unas pérdidas económicas que podrían volverse críticas si la empresa no tiene un colchón económico suficientemente amplio como para soportarlas.

De acuerdo con la clasificación climática de Köppen, el clima de Castellón de la Plana es en general semiárido frío, si bien está muy cerca del límite con el clima mediterráneo. La temperatura media anual es de unos 17,5 °C. Los meses más fríos son enero y febrero, y los más calurosos, mayo, junio y julio.

Las precipitaciones anuales son superiores a los 442 mm, con mínimos muy marcados en verano (de junio a agosto), y máximos en los meses de otoño (de septiembre a noviembre), por el efecto del fenómeno meteorológico denominado como gota fría, ya que el clima mediterráneo también es un clima con lluvias estacionales.

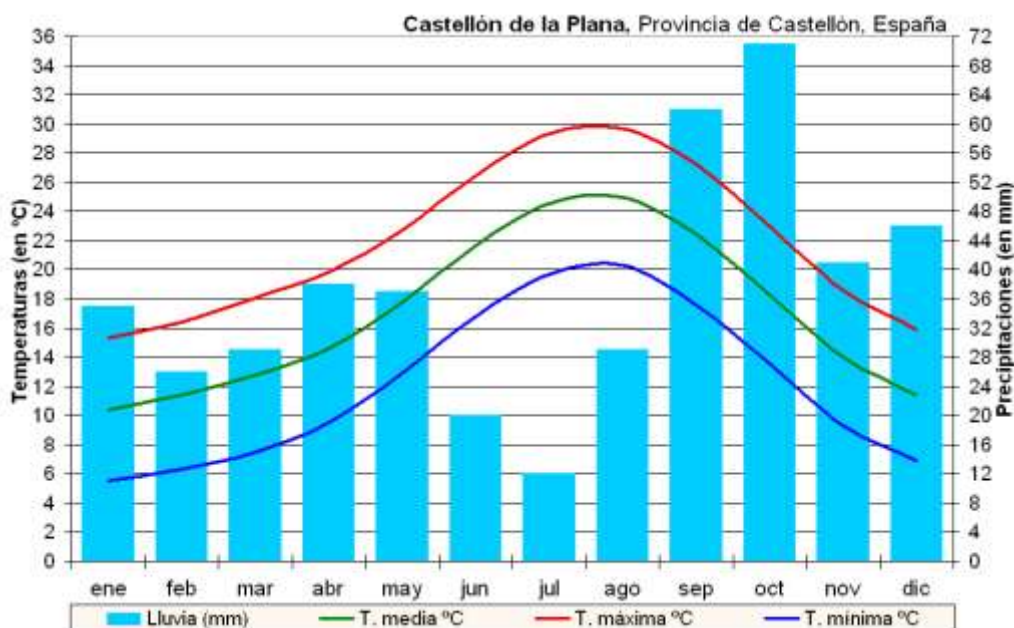


Figura 17.- Climograma de Castellón de la Plana

En resumen, el entorno en el que se encuentra el intercambiador objeto de estudio es un ambiente salino relativamente húmedo, por la cercanía con la costa mediterránea, con una temperatura media y unas precipitaciones anuales moderadas.

En cuanto al proceso de intercambio en el cual participa el equipo, se tienen temperaturas de entre 65 y 35 °C, con ciertos componentes altamente corrosivos en determinadas circunstancias, como son el agua líquida, el vapor de agua y el dióxido de azufre.

Sin embargo, la manera más sencilla y fiable de comprobar el efecto del ambiente y el proceso en la corrosión de los materiales constructivos, es comprobar el archivo de fallos y reparaciones de la instalación. A continuación, se muestran algunas de las imágenes tomadas durante las últimas paradas realizadas para la reparación y mantenimiento del equipo:

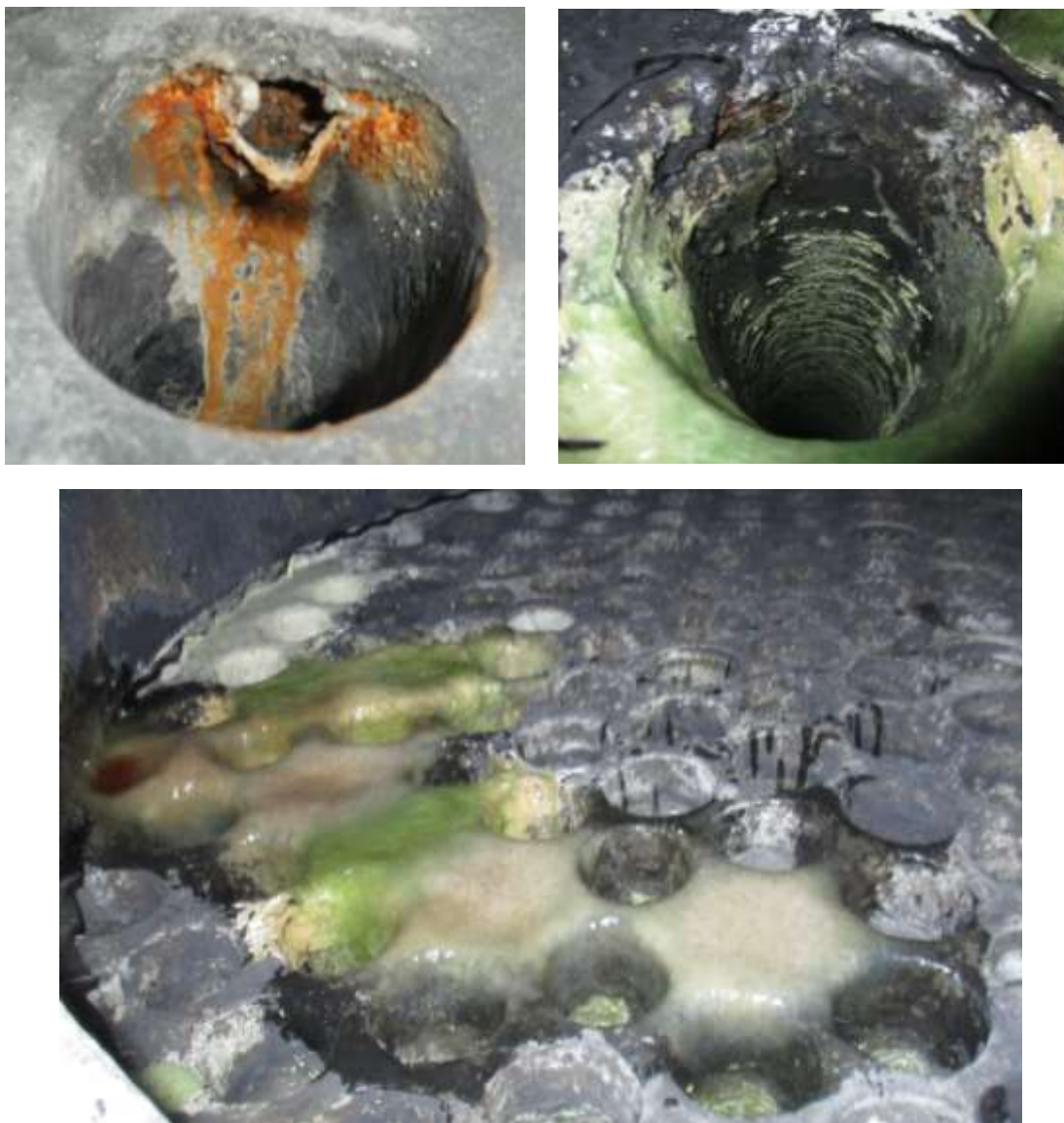


Figura 18.- Problemas de corrosión en los tubos (arriba), tubos taponados debido a averías irreparables (abajo)



Figura 19.- *Agujeros por corrosión en la carcasa*

Así pues, en vista a las condiciones a las que está sometido el equipo, y a los problemas que presenta o ha presentado a lo largo de su servicio, se propondrán diferentes materiales constructivos, la utilización de los cuales significaría una solución aceptable para la construcción del nuevo equipo.

7.3. Propuesta de materiales

Como ya se ha comentado en la sección anterior, el intercambiador E-2155-1 se ve sometido constantemente a un ambiente y proceso fuertemente corrosivos. El plomo, material con el que están contruidos los tubos del equipo, si bien ofrece una protección frente a la corrosión relativamente aceptable, queda fuera de cualquier justificación actual para este tipo de plantas petroquímicas en cuanto a medios y normativa necesarios para su reparación y mantenimiento, además de que, como ya se ha mencionado con anterioridad, se están realizando grandes esfuerzos por eliminarlo gradualmente de todos sus ámbitos de uso.

A continuación, se presentan una serie de materiales la utilización de los cuales significaría una solución aceptable para la construcción del nuevo equipo, y una mejora tanto técnica como económica frente al plomo actual:

7.3.1. Acero inoxidable súper dúplex 2507

La aleación 2507 es un acero inoxidable súper dúplex con un 25% de cromo, 4% de molibdeno y 7% de níquel, diseñada para aplicaciones demandantes que requieren una resistencia mecánica y una resistencia a la corrosión excepcionales, como en los procesos químicos, petroquímicos y equipos para agua marina.

Este acero tiene una excelente resistencia al agrietamiento corrosivo por exposición a cloruros, alta conductividad térmica y un bajo coeficiente de expansión térmica. Los altos niveles de cromo, molibdeno y nitrógeno proporcionan una excelente resistencia a la corrosión por picaduras o grietas y a la corrosión general.

El elevado contenido de cromo y molibdeno del acero 2507 lo hace extremadamente resistente a la corrosión uniforme por ácidos orgánicos como ácido fórmico y ácido acético. También proporciona una excelente resistencia a ácidos inorgánicos, especialmente aquellos que contienen cloruros.

En cuanto a propiedades mecánicas, el acero 2507 combina alta resistencia a la tracción y de impacto con un bajo coeficiente de expansión térmica y alta conductividad térmica. Estas propiedades son adecuadas para muchos componentes estructurales y mecánicos.

El acero 2507 posee una buena soldabilidad y puede unirse a sí mismo u otros materiales mediante soldadura de arco metálico blindado (SMAW), soldadura de arco de gas tungsteno (GTAW), soldadura por arco de plasma (PAW), alambre fundido (FCW) o soldadura por arco sumergido (SAW). El precalentamiento no es necesario excepto para evitar la condensación en metal frío.

7.3.2. Acero inoxidable dúplex 2205

La aleación 2205 es un acero inoxidable dúplex con un 22% de cromo, 3% de molibdeno, y de 5 a 6% de níquel y nitrógeno, con altas propiedades de resistencia a la corrosión general, localizada y por esfuerzo, además de una alta resistencia mecánica y excelente tenacidad al impacto.

La aleación 2205 ofrece una resistencia a la corrosión por picaduras y grietas superior a la de los aceros inoxidables austeníticos 316L o 317L en casi todos los medios corrosivos. Además, tiene buenas propiedades de fatiga por corrosión y erosión así como una expansión térmica más baja y una mayor conductividad térmica que los aceros inoxidables austeníticos.

Ofrece aproximadamente el doble de rendimiento en resistencia mecánica que los aceros inoxidables austeníticos. Esto permite al diseñador ahorrar peso y hace a la aleación más competitiva en cuanto a costos en comparación con las aleaciones 316L y 317L.

El acero 2205 posee buena soldabilidad, pudiéndose soldar también mediante diferentes procedimientos.

7.3.3. Acero inoxidable 254 SMO

El acero 254 SMO está diseñado para ofrecer una resistencia máxima frente a la corrosión por picaduras o hendiduras. Sus altos niveles de cromo, molibdeno y nitrógeno hacen que sea especialmente apto para ambientes de alto cloruro, como el agua salobre, al agua de mar, plantas de celulosa de lejía, etc.

La resistencia al cloruro de la aleación 254 SMO es mayor que la de las aleaciones 904L y 825. Es compatible con otros aceros inoxidables austeníticos comunes. Con frecuencia este grado sirve como sustituto eficaz y económico para aleaciones a base de níquel o titanio, y como remplazo para componentes críticos en construcciones grandes donde otros aceros han fracasado debido a la corrosión por picaduras, o por corrosión por cloruro.

El acero 254 SMO es considerablemente más fuerte que los grados austeníticos comunes, y se caracteriza por una gran ductilidad y resistencia al impacto.

La propuesta de estas alternativas se ha realizado a partir de los consejos de personas con un alto nivel de experiencia profesional en el sector de la industria química y la ingeniería de materiales, tanto de dentro como de fuera de la propia empresa.

Además, durante la realización de este proyecto, tres probetas de cada uno de los tres materiales propuestos se han colocado en la zona donde se encuentra el intercambiador E-2155-1, en contacto con el flujo de gases del proceso de intercambio de calor, con el objetivo de comprobar con mayor seguridad la resistencia a corrosión que presentan:

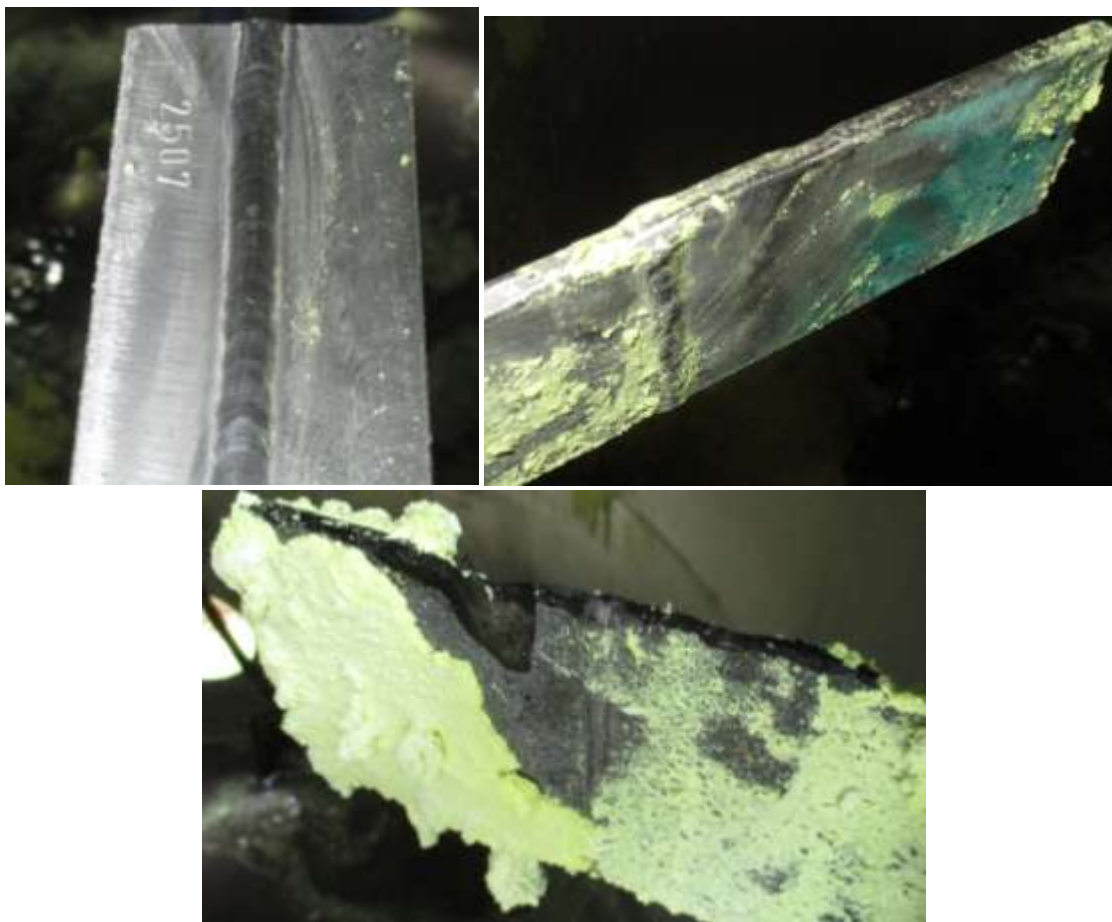


Figura 20.- Probetas de acero 2507 (arriba, izquierda), 254 SMO (arriba, derecha) y 2205 (abajo)

Como puede observarse en la *Figura 20*, tras pasar aproximadamente tres meses en contacto con los gases del proceso, la probeta de acero 2507 no presenta señal alguna de corrosión. La probeta de acero 254 SMO, en cambio, empieza a mostrar un ennegrecimiento en ciertas zonas, mientras que la probeta de acero 2205 muestra síntomas de corrosión avanzada.

Información adicional, características y parámetros de estos materiales pueden encontrarse en el *Anexo II: Materiales*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*.

7.4. Análisis y selección del material

Para realizar la selección de la solución final, se seguirá el método de las jerarquías analíticas. Este método consiste en:

1. Seleccionar diferentes atributos o características exigibles
2. Valorar estos atributos en cada una de las alternativas propuestas
3. Definir el nivel de importancia de cada atributo respecto al resto
4. Calcular el peso unitario de cada atributo
5. Multiplicar el peso unitario de cada atributo por su valoración en cada una de las alternativas propuestas

De este modo, la propuesta que obtenga un mayor coeficiente se puede considerar como la más óptima de todas.

Los atributos comparativos para este caso, ordenados de mayor a menor importancia, serán:

1. Resistencia frente a la corrosión: todo el proyecto gira alrededor de conseguir un intercambiador que resista a la corrosión de forma adecuada, con lo cual este atributo es de suma importancia a la hora de seleccionar el nuevo material constructivo.
2. Conductividad térmica: una mejor conductividad térmica permitirá reducir las dimensiones del nuevo equipo, uno de los objetivos del proyecto.
3. Precio por kilogramo de material: si bien carece de la importancia de los otros dos atributos, el precio del material elegido condicionará el coste del nuevo intercambiador, y el de futuras reparaciones o sustituciones a las que se vea sometido.

Así pues, tras realizar el proceso de selección, la solución que se adoptará en cuanto al nuevo material a utilizar es la del acero inoxidable súper dúplex 2507.

La utilización de este material, si bien es la que se adopta y representa en este proyecto, queda sujeta a la decisión de la empresa.

Todo el proceso de cálculo necesario para efectuar la decisión puede encontrarse en la sección *Selección del material óptimo* del *Anexo I: Cálculos*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*.

7.5. Estudio y propuesta de alternativas constructivas

Como ya se ha mencionado anteriormente, la metodología que se empleará en este proyecto será la de calcular el calor que se puede llegar a transferir con diferentes combinaciones de diámetros de los tubos, diámetro de la carcasa y longitud, y compararlo con la cantidad de calor que se necesita para el proceso requerido. Los resultados se analizarán y se seleccionará una geometría final que se considere relativamente óptima, siempre a ojos del autor.

Con esto, se propondrán dos soluciones: la primera, manteniendo una geometría similar a la actual, en vistas a mejorar el proceso de enfriamiento; la segunda, buscando reducir el tamaño del equipo, logrando un enfriamiento similar al actual, pero que en ningún caso lo empeore. Además, se estudiará la posibilidad de cambiar el intercambiador de tipo carcasa-tubos por un intercambiador de banco de tubos de flujo cruzado. La elección final, pero, quedará supeditada a las decisiones de la empresa.

El proceso de cálculo para el diseño del intercambiador de tipo carcasa-tubos, que se ha implementado en una hoja Excel para poder variar con mayor facilidad los parámetros geométricos, es igual al explicado en la sección *Estudio de la instalación actual*, del *Anexo I: Cálculos*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*. Los cálculos del intercambiador de banco de tubos de flujo cruzado pueden encontrarse en la sección *Diseño intercambiador de flujo cruzado*, del *Anexo I: Cálculos*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*.

Todo el proceso de estudio, consideraciones, cálculos, resultados y conclusiones pueden encontrarse en las secciones *Estudio de la geometría* y *Diseño intercambiador de flujo cruzado*, del *Anexo I: Cálculos*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*.

A continuación, se enumeran y describen las diferentes alternativas de diseño propuestas tras el estudio del efecto de la geometría en el proceso:

7.5.1. Opción A: Máximo intercambio de calor

Tabla 7.- Geometría del equipo A propuesto

Geometría				
Diámetro externo carcasa (m)	Espesor carcasa (m)	Diámetro externo tubos (m)	Espesor tubos (m)	Longitud (m)
1,4	0,008	0,04	0,002	3,75
Pitch (m)	Número de tubos	Número de bafles	Separación entre bafles (m)	Volumen (m ³)
0,05	644	13	0,2768	5,77

Tabla 8.- Especificaciones de transferencia de calor del equipo A propuesto

Transferencia de calor				
Coeficiente convección carcasa (W/m ² ·K)	Coeficiente convección tubos (W/m ² ·K)	Coeficiente global transmisión calor (W/m ² ·K)	Eficiencia (%)	Calor transferible (kW)
706,59	256,81	170,48	75,89	186,55

Tabla 9.- Parámetros restrictivos y comparativos del equipo A propuesto

Parámetros restrictivos y comparativos		
Temperatura salida agua (°C)	Temperatura salida gases (°C)	Superficie intercambio (m ²)
46,75	42,39	303,48
Pérdidas de carga gases (Pa)	Pérdidas de carga agua (Pa)	Densidad de área (m ² /m ³)
757,21	357,84	52,57

7.5.2. Opción B: Tamaño mínimo

Tabla 10.- Geometría del equipo B propuesto

Geometría				
Diámetro externo carcasa (m)	Espesor carcasa (m)	Diámetro externo tubos (m)	Espesor tubos (m)	Longitud (m)
1	0,008	0,05	0,002	1
Pitch (m)	Número de tubos	Número de bafles	Separación entre bafles (m)	Volumen (m ³)
0,0625	209	5	0,1968	0,79

Tabla 11.- Especificaciones de transferencia de calor del equipo B propuesto

Transferencia de calor				
Coeficiente convección carcasa (W/m ² ·K)	Coeficiente convección tubos (W/m ² ·K)	Coeficiente global transmisión calor (W/m ² ·K)	Eficiencia (%)	Calor transferible (kW)
973,13	406,43	261,46	54,77	134,63

Tabla 12.- Parámetros restrictivos y comparativos del equipo B propuesto

Parámetros restrictivos y comparativos		
Temperatura salida agua (°C)	Temperatura salida gases (°C)	Superficie intercambio (m ²)
43,53	48,68	32,83
Pérdidas de carga gases (Pa)	Pérdidas de carga agua (Pa)	Densidad de área (m ² /m ³)
1808	287,94	41,8

7.5.3. Opción C: Banco de tubos de flujo cruzado

Tabla 13.- Geometría del equipo C propuesto

Geometría				
Altura (m)	Anchura (m)	Profundidad (m)	Espesor carcasa (m)	Diámetro externo tubos (m)
1	1	1	0,008	0,03
Espesor tubos (m)	Pitch (m)	Número de filas de tubos	Número de tubos	Volumen (m ³)
0,002	0,0375	31	837	1

Tabla 14.- Especificaciones de transferencia de calor del equipo C propuesto

Transferencia de calor				
Coeficiente convección carcasa (W/m ² ·K)	Coeficiente convección tubos (W/m ² ·K)	Coeficiente global transmisión calor (W/m ² ·K)	Eficiencia (%)	Calor transferible (kW)
856,2	140,27	116,24	57,2	140,62

Tabla 15.- Parámetros restrictivos y comparativos del equipo C propuesto

Parámetros restrictivos y comparativos		
Temperatura salida agua (°C)	Temperatura salida gases (°C)	Superficie intercambio (m ²)
43,9	47,95	78,885
Pérdidas de carga gases (Pa)	Pérdidas de carga agua (Pa)	Densidad de área (m ² /m ³)
1227,9	0,605	78,885

7.6. Análisis y selección de la instalación

Para realizar la selección de la solución final, se seguirá el método de las jerarquías analíticas, explicado en secciones anteriores.

De este modo, la propuesta que obtenga un mayor coeficiente se puede considerar como la más óptima de todas.

Los atributos comparativos para este caso, ordenados de mayor a menor importancia, serán:

1. Volumen de la instalación: el espacio que ocupa la instalación, se busca reducirlo cuanto más, mejor.
2. Superficie de intercambio de calor (A_s): correspondiente al área de la cara externa de los tubos del intercambiador, a menor superficie, menor costo de construcción del nuevo intercambiador.
3. Densidad de área (β): la razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen, cuanto mayor sea, mejor aprovechado estará el equipo.
4. Calor intercambiado (Q): la cantidad de calor que cede el fluido caliente hacia el fluido frío, cuanto mayor sea, mejor será el proceso de intercambio.

Así pues, tras realizar el proceso de selección, que puede encontrarse en la sección *Selección de la instalación óptima* del *Anexo I: Cálculos*, correspondiente al *Capítulo 2: Anexos a la memoria*, la instalación que se propone es la denominada como “Opción B”, es decir, un intercambiador de tipo carcasa-tubos, de 1 m de diámetro de carcasa, 1 m de longitud, y tubos de 50 mm de diámetro.

Si bien ésta es la instalación con la que en posteriores apartados se presupuestará y realizará un breve estudio económico, la elección final queda supeditada a las decisiones de la empresa.

8. DESCRIPCIÓN FINAL DE LA INSTALACIÓN

A continuación, se muestran de forma esquemática las variaciones estructurales y de proceso más importantes que ha sufrido el intercambiador E-2155-1, tras su rediseño y renovación:

Tabla 16.- Variaciones estructurales y de proceso tras el rediseño del intercambiador

Parámetro	Antiguo valor	Nuevo valor	Incremento/Decremento
Diámetro exterior carcasa (m)	1,4	1	-0,4
Espesor carcasa (m)	0,008	0,008	0
Diámetro exterior tubos (m)	0,07	0,05	-0,02
Espesor tubos (m)	0,007	0,002	-0,005
Número de tubos	211	209	-2
Longitud (m)	3,75	1	-2,75
Calor intercambiado (kW)	77,54	134,63	+57,09
Eficiencia (%)	31,6	54,77	+23,17
Tª salida de los gases (°C)	55,6	48,68	-6,92
Pérdidas carga gases (Pa)	987,57	1808	+820,43
Pérdidas carga agua (Pa)	330,87	287,94	-42,93

Como puede observarse en la *Tabla 16*, el tamaño del intercambiador se ha reducido de forma considerable. Aun así, el proceso de intercambio de calor no solo no se ha visto perjudicado, sino que ha sufrido una mejora respecto a la instalación actual. Tan solo las pérdidas de carga en los tubos se han visto empeoradas, pero quedando éstas todavía dentro del rango de valores admisibles.

Un plano general de la instalación propuesta, obtenido a partir de un programa de simulación del que dispone la empresa, puede encontrarse en la sección *Capítulo 3: Planos*.

9. ESTUDIO ECONÓMICO

9.1. Introducción

A continuación, se someterá a estudio la viabilidad del presente proyecto, es decir, el tiempo de recuperación de la inversión que se va a realizar para su ejecución.

Para este tipo de proyectos, la empresa establece que el tiempo de recuperación de la inversión no debe ser mayor a dos años. En caso de superar este tiempo, la empresa considera en algunos casos aceptable que el tiempo de recuperación de la inversión crezca hasta los cinco años. Cualquier proyecto que supere este tiempo de recuperación de la inversión, quedará descartado de forma automática.

Para estudiar la viabilidad del proyecto, se tendrán en cuenta la inversión a realizar y los costes de reparación y mantenimiento que ha presentado la instalación actual durante los últimos diez años. A partir de estos datos, se realizarán una serie de cálculos, estimaciones, y balances, para determinar si el proyecto resulta viable económicamente.

9.2. Inversión estimada

Como puede observarse en el *Capítulo 5: Presupuesto*, el coste estimado de la ejecución del proyecto asciende a 70277,61 €.

Cabe mencionar, pero, que la mayor parte de los costes representados se ha obtenido de forma aproximada, a partir del conocimiento y experiencia de la empresa, de modo que la inversión total estimada podría no corresponder con el coste final de la instalación.

9.3. Gastos de mantenimiento y reparación de la instalación actual

En el siguiente gráfico se muestran los costes derivados de los diferentes procesos de reparación y mantenimiento a los que se ha visto sometido el intercambiador E-2155-1 durante los últimos diez años:



Figura 21.- Costes de reparación y mantenimiento del intercambiador E-2155-1

El estudio de los costes de reparación y mantenimiento se ha limitado a los últimos diez años por consejo de la propia empresa, ya que cuanto más atrás se retroceda en el tiempo, menores son los costes, pues la vida del equipo es menor y, por lo tanto, el número y la gravedad de los problemas que presenta también lo son, con lo cual se desvirtúan los costes anuales que se tienen en la actualidad.

Tras la instalación y puesta en marcha del nuevo intercambiador, se espera que no presente problema alguno hasta pasados varios años, de modo que el coste anual promedio de reparación y mantenimiento del equipo actual será el beneficio anual que presente la nueva instalación.

Como puede observarse en la *Figura 21*, el coste anual promedio de reparación y mantenimiento del intercambiador E-2155-1 asciende a, aproximadamente, 24500,00 €. Este valor promedio es el que se tomará para el análisis de la viabilidad económica del proyecto.

9.4. Análisis técnico económico

9.4.1. Flujo de Caja (FC)

El flujo de caja hace referencia a las salidas y entradas netas de dinero que tiene una empresa o proyecto en un período determinado.

En el presente proyecto, el flujo de caja evoluciona como se observa en el siguiente gráfico:

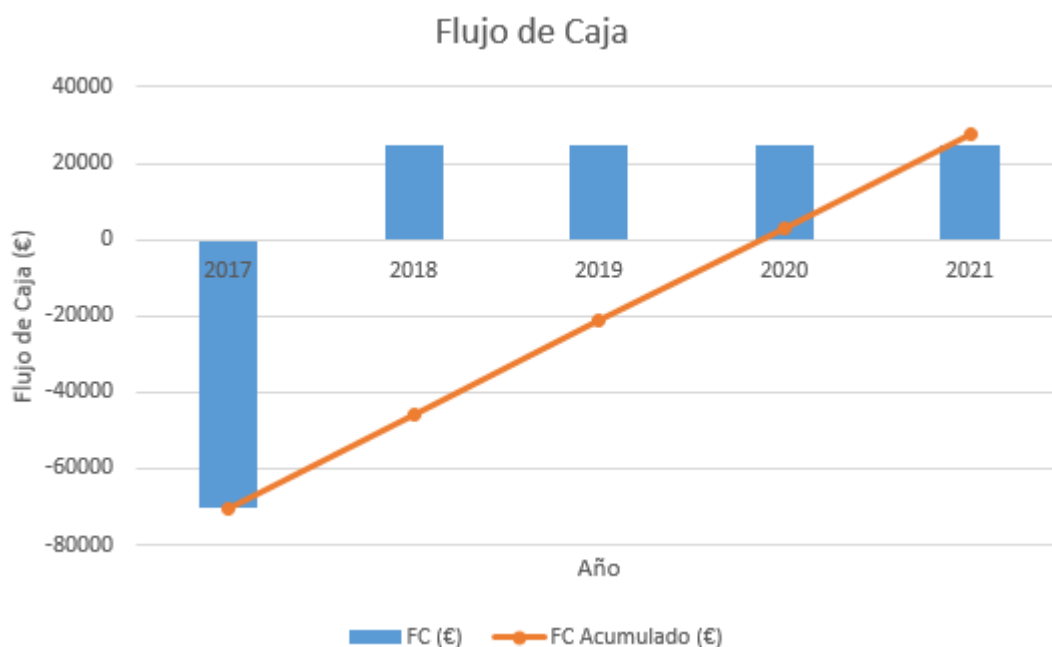


Figura 22.- Evolución del flujo de caja

9.4.2. Valor Actual Neto (VAN)

El valor actual neto es el valor actualizado de todos los flujos de caja de cada año de vida del proyecto al año inicial, a partir de la tasa de interés real, i_r . Cuando el VAN supera el valor de la inversión inicial, se dice que el proyecto empieza a producir beneficios.

Considerando el valor del interés real constante durante los próximos cinco años, que, a septiembre del año 2017, se estima que adopta un valor del 10 %, el VAN evoluciona de la siguiente manera:

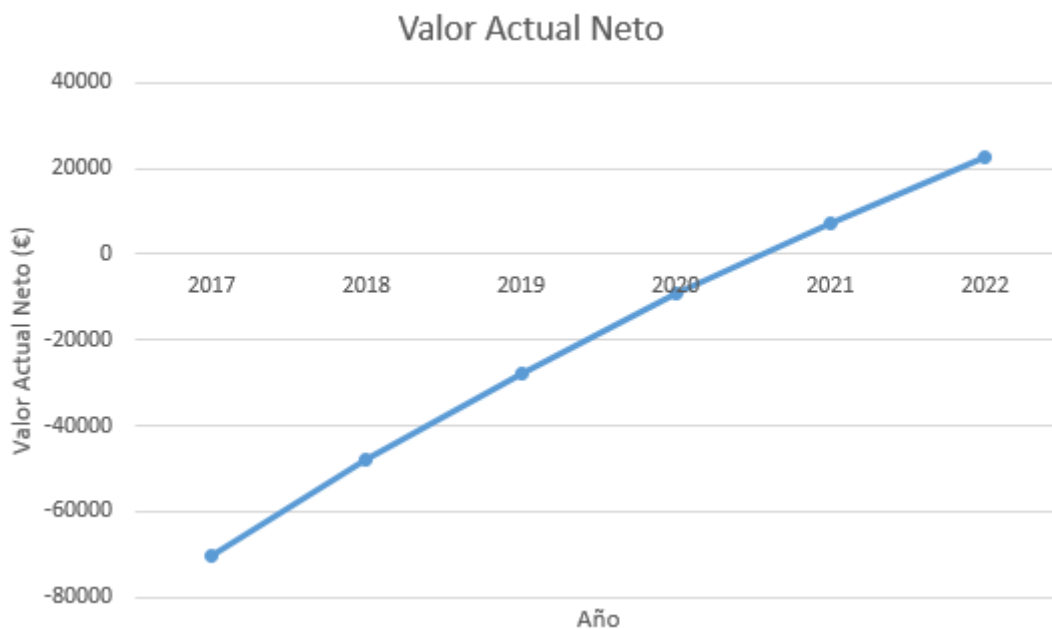


Figura 23.- Evolución del valor actual neto

Como puede observarse en la *Figura 23*, el VAN empieza a presentar valores positivos a partir del tercer año.

9.4.3. Tasa Interna de Rentabilidad (TIR)

La tasa interna de rentabilidad es el valor de la tasa de interés real que hace que el valor del VAN sea cero. La condición para realizar la inversión inicial del proyecto es que el TIR sea mayor que el interés real en el mercado de capitales.

En este proyecto, el TIR presenta la siguiente evolución:

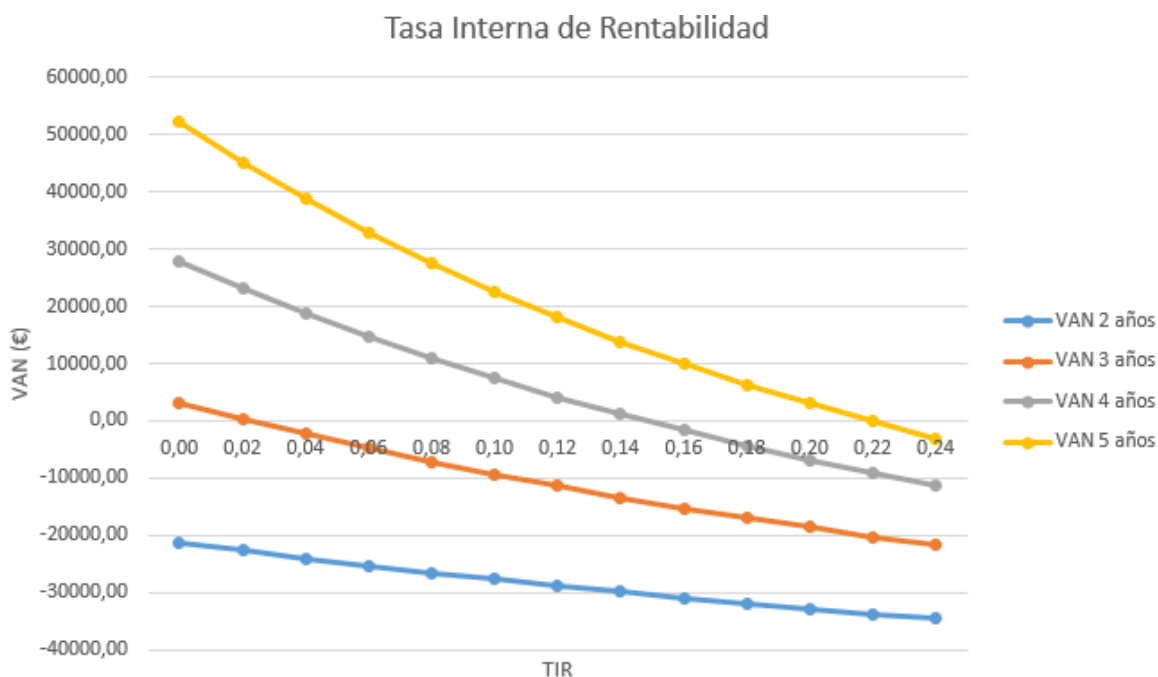


Figura 24.- Evolución de la tasa interna de rentabilidad

Tabla 17.- Tasa de interés real y VAN para diferentes periodos de tiempo

i_r	VAN 2 AÑOS	VAN 3 AÑOS	VAN 4 AÑOS	VAN 5 AÑOS
0	-21277,61	3222,39	27722,39	52222,39
0,02	-22709,37	377,53	23011,74	45202,15
0,04	-24068,29	-2287,88	18654,82	38792,04
0,06	-25359,49	-4788,82	14617,48	32925,30
0,08	-26587,62	-7138,73	10869,50	27543,79
0,1	-27756,95	-9349,74	7384,09	22596,67
0,12	-28871,36	-11432,74	4137,45	18039,41
0,14	-29934,43	-13397,63	1108,34	13832,87
0,16	-30949,43	-15253,32	-1722,18	9942,58
0,18	-31919,38	-17007,92	-4371,10	6338,08
0,2	-32847,05	-18668,81	-6853,61	2992,39
0,22	-33735,01	-20242,70	-9183,42	-118,44
0,24	-34585,62	-21735,68	-11372,83	-3015,69

Tabla 18.- Tasa interna de rentabilidad para diferentes periodos de tiempo

	VAN 2 AÑOS	VAN 3 AÑOS	VAN 4 AÑOS	VAN 5 AÑOS
TIR	-	2,28 %	14,78 %	21,92 %

A septiembre del año 2017, el interés real toma un valor aproximado del 10 %, casi la mitad del valor del TIR para un periodo de cinco años, de modo que el TIR es claramente superior.

9.4.4. Periodo de retorno de la inversión (PR)

El periodo de retorno de la inversión es el tiempo que se tarda en recuperar la inversión inicial. Teniendo en cuenta que la inversión estimada asciende a 70277,91 €, y que los beneficios anuales se estiman en 24500,00 €, el periodo de retorno de la inversión es de:

$$PR_{estático} = \frac{Inversión}{Beneficios} = \frac{70277,91}{24500} = 2,87 \text{ años} = 2 \text{ años y } 10 \text{ meses}$$

Si se tiene en cuenta que el valor de los beneficios anuales varía con el interés real, el periodo de retorno de la inversión es:

$$PR_{dinámico} = -70277,61 + \frac{24500}{1,1} + \frac{24500}{1,1^2} + \frac{24500}{1,1^3} = -9349,74$$

$$PR_{dinámico} = 3 + \frac{9349,74}{\left(\frac{24500}{1,1^4}\right)} = 3,56 \text{ años} = 3 \text{ años y } 6 \text{ meses}$$

9.5. Conclusiones

Para este tipo de proyectos, la empresa establece que el tiempo de recuperación de la inversión no debe ser mayor a dos años. En caso de superar este tiempo, la empresa considera en algunos casos aceptable que el tiempo de recuperación de la inversión crezca hasta los cinco años.

Así pues, en vista a los resultados obtenidos durante el estudio económico realizado, se puede afirmar que el proyecto quedaría amortizado en más de dos años, pero en menos de los cinco años límite establecidos por la empresa, de modo que resultaría viable económicamente.

Por otro lado, el hecho de que el equipo actual esté construido en plomo, un material que se está eliminando paulatinamente de todos sus ámbitos de uso a causa de su toxicidad, debería ser justificación suficiente para la inversión a realizar.

10. CONCLUSIONES

En este proyecto se han estudiado diferentes alternativas para la sustitución de un antiguo intercambiador de calor, con el objetivo de aumentar la eficiencia y fiabilidad del equipo, y reducir en la medida de lo posible sus dimensiones, además de utilizar nuevos materiales que reduzcan y agilicen los procesos de reparación y mantenimiento.

La nueva instalación propuesta cumple con los siguientes objetivos planteados:

- Mayor calor transferido, lo que se traduce en una mayor eficiencia
- Materiales constructivos de fácil reparación y mantenimiento
- Dimensiones mucho menores, con lo cual se libera espacio en la planta, y se reducen enormemente los trabajadores y las horas dedicadas a la reparación y mantenimiento
- Equipo renovado, de forma que se espera que la fiabilidad aumente de forma significativa, y no se produzcan fallos hasta dentro de varios años
- El proyecto resulta viable económicamente, según las especificaciones establecidas por la empresa

Se puede determinar que las soluciones propuestas y analizadas cumplen con todos los requisitos establecidos, haciéndolo dentro de los límites legales, técnicos y económicos.

Tras realizar los cálculos y estudios pertinentes a cada una de las soluciones propuestas, y en vista a los resultados obtenidos, se da por concluido el presente proyecto.

CAPÍTULO 2: ANEXOS

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I: CÁLCULOS	67
ANEXO II: MATERIALES.....	167

ANEXO I: CÁLCULOS

ÍNDICE

1. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	73
1.1. Introducción.....	73
1.2. Cálculo de las presiones parciales.....	73
1.3. Cálculo de las temperaturas de condensación	74
1.4. Cálculo de las propiedades de los gases	75
1.4.1. Cálculo del calor específico	75
1.4.2. Cálculo de la densidad	76
1.4.3. Cálculo de la viscosidad.....	77
1.4.4. Cálculo de la conductividad térmica	78
1.5. Cálculo de las propiedades del agua.....	79
1.6. Resultados.....	80
2. ESTUDIO DE LA INSTALACIÓN ACTUAL.....	81
2.1. Introducción.....	81
2.2. Simplificaciones e hipótesis	81
2.3. Cálculo de la superficie de intercambio de calor actual	82
2.4. Cálculo de la eficiencia del intercambiador actual	82
2.4.1. Cálculo de la potencia real transferida	82
2.4.2. Cálculo de la potencia máxima	83
2.5. Cálculo de la densidad de área actual	84
2.6. Cálculo del calor transferible posible.....	85
2.6.1. Suposición de la geometría	85
2.6.2. Cálculo de las áreas de flujo y velocidades másicas de los fluidos	86
2.6.3. Cálculo del diámetro equivalente	87
2.6.4. Cálculo de los números de Reynolds y Prandtl	88
2.6.5. Cálculo del número de Nusselt	89
2.6.6. Cálculo de los coeficientes de convección	90
2.6.7. Correcciones por viscosidad	91
2.6.8. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor.....	93
2.6.9. Cálculo del Número de Unidades de Transferencia.....	94
2.6.10. Cálculo de la eficiencia	95
2.6.11. Cálculo del calor transferible posible.....	96
2.7. Cálculo de las nuevas temperaturas de salida.....	96
2.8. Cálculo de las pérdidas de carga.....	97
2.9. Resultados.....	99

3. SELECCIÓN DEL MATERIAL ÓPTIMO	100
3.1. Introducción.....	100
3.2. Tabla de jerarquías.....	101
3.3. Cálculo de pesos	102
3.4. Matriz de decisión.....	104
3.5. Resultados.....	104
4. ESTUDIO DE LA GEOMETRÍA EN EL PROCESO.....	106
4.1. Introducción.....	106
4.2. Estudio de la geometría en el proceso	107
4.2.1. Número de tubos	107
4.2.2. Número de Reynolds	109
4.2.3. Coeficiente global de transmisión de calor.....	110
4.2.4. Calor transferido	113
4.2.5. Temperaturas de salida.....	116
4.2.6. Pérdidas de carga.....	117
4.3. Estudio de la reducción de la longitud en el proceso	120
4.3.1. Longitud del equipo = 3 m	121
4.3.2. Longitud del equipo = 2 m	126
4.3.3. Longitud del equipo = 1 m	129
4.4. Tablas de resultados	132
4.5. Conclusiones	136
5. DISEÑO INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO	137
5.1. Introducción.....	137
5.2. Proceso de cálculo	137
5.2.1. Suposición de la geometría.....	137
5.2.2. Cálculo del diámetro equivalente	138
5.2.3. Cálculo de velocidades de los fluidos.....	139
5.2.4. Cálculo de los números de Reynolds y Prandtl	140
5.2.5. Cálculo del número de Nusselt	141
5.2.6. Cálculo de los coeficientes de convección	143
5.2.7. Correcciones por viscosidad	144
5.2.8. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor.....	145
5.2.9. Cálculo del Número de Unidades de Transferencia.....	145
5.2.10. Cálculo de la eficiencia	146
5.2.11. Cálculo del calor transferible	146
5.2.12. Cálculo de las nuevas temperaturas de salida	147
5.2.13. Cálculo de las pérdidas de carga	147

5.3. Estudio de la geometría en el proceso	148
5.3.1. Número de tubos	149
5.3.2. Número de Reynolds	151
5.3.3. Coeficiente global de transmisión de calor.....	152
5.3.4. Calor transferido	155
5.3.5. Temperaturas de salida.....	157
5.3.6. Pérdidas de carga.....	158
5.4. Resultados.....	160
5.5. Conclusiones	161
 6. SELECCIÓN DE LA INSTALACIÓN ÓPTIMA	 162
6.1. Introducción.....	162
6.2. Tabla de jerarquías.....	163
6.3. Cálculo de pesos	163
6.4. Matriz de decisión.....	164
6.5. Resultados.....	165

1. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

1.1. Introducción

La instalación que es objeto de estudio en el presente proyecto es el intercambiador de calor E-2155-1 de la Unidad 2155 de la planta de UBE en Castellón, encargada de la recepción, almacenamiento y distribución de azufre para su consumo en la producción de SO_2 y Oleum.

Si bien se especifica que el fluido que trasiega por los tubos del intercambiador es SO_2 , en realidad éste contiene ciertos porcentajes de otros gases de combustión. Para poder realizar el posterior estudio de la instalación, primero se deben obtener las propiedades de estos gases, cuya composición, aunque realmente va variando en función de diferentes variables y condiciones, se supone constante y conocida. Además, se obtendrán también las propiedades del otro fluido que participa en el proceso de intercambio de calor: el agua.

Pero, incluso antes de obtener estas propiedades, es necesario saber si la temperatura de salida de los gases se encuentra o no por debajo de su temperatura de condensación. De ser así, significaría que parte de los componentes de estos gases condensa durante el proceso de intercambio, lo cual implicaría dos graves problemas: los problemas por corrosión aumentarían de forma drástica, y los cálculos a realizar durante todo el proyecto deberían contemplar esta condensación, complicándose sobremanera.

1.2. Cálculo de las presiones parciales

La presión parcial de un gas ideal en una mezcla es igual a la presión que ejercería en caso de ocupar él solo el mismo volumen a la misma temperatura. Esto sucede porque las moléculas de un gas ideal están tan alejadas unas de otras que no interactúan entre ellas. La mayoría de los gases reales se acerca bastante a este modelo.

Como consecuencia de esto, la presión total, es decir, la suma de todas estas presiones de una mezcla en equilibrio, es igual a la suma de las presiones parciales de todos los gases presentes en la mezcla:

$$P_{Total} = \sum P_{parcial} = P_{\text{SO}_2} + P_{\text{O}_2} + P_{\text{N}_2} + P_{\text{H}_2\text{O}} \quad (1)$$

Para calcular la presión de cada uno de los componentes, bastará con multiplicar su fracción molar por la presión total de la mezcla:

$$P_i = P_{Total} \cdot x_i \quad (2)$$

Así pues, mediante la expresión (2) se obtienen unas presiones parciales de:

Tabla 19.- Presiones parciales de los gases

Gas	x_i	P_i (bar)
SO ₂	0,17605	0,17605
O ₂	0,0064	0,0064
N ₂	0,7843	0,7843
H ₂ O	0,0333	0,0333

1.3. Cálculo de las temperaturas de condensación

Una vez conocidas las presiones parciales de cada uno de los componentes de los gases, es posible determinar su temperatura de condensación.

El oxígeno y el nitrógeno condensan a temperaturas cercanas a los -200°C para una presión de 1 atm, con lo cual no será necesario calcular su temperatura de condensación para una presión menor a ésta, puesto que dicha temperatura será aún menor.

La temperatura de condensación del agua se obtiene mediante el software EES (Engineering Equation Solver), para una presión de 0,0333 bar:

$$T_{sat,H_2O} = t_{sat}(Water; P = 0,0333) = 26^{\circ}C$$

La temperatura de condensación del dióxido de azufre se obtiene mediante la siguiente correlación, donde las presiones parciales se introducen en mmHg:

$$\frac{1000}{T_{sat,SO_2}} = a - b \ln(P_{H_2O}) - c \ln(P_{SO_2}) + d \ln(P_{H_2O}) \ln(P_{SO_2}) \quad (3)$$

Las constantes a , b , c y d toman valores de 3,9526, 0,1863, 0,000867 y 0,000913, respectivamente.

De este modo, se obtiene una temperatura de condensación del SO_2 de:

$$\begin{aligned} \frac{1000}{T_{sat,SO_2}} &= 3,9526 - 0,1863 \cdot \ln(24,98) - 0,000867 \cdot \ln(132,05) \\ &\quad + 0,000913 \cdot \ln(24,98) \cdot \ln(132,05) \end{aligned}$$

$$T_{sat,SO_2} = 297,34 \text{ K} = 24,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Así pues, dado que las temperaturas del proceso de intercambio de calor que se da en el equipo E-2155-1 oscilan entre 65 y 35 $^{\circ}\text{C}$, y en vista a los resultados obtenidos, se puede afirmar con total certeza que ninguno de los componentes de la mezcla de gases condensa, lo cual, primero, simplificará en gran medida los futuros cálculos que incumben al análisis de la instalación, y segundo, es una gran noticia en cuanto a corrosión se refiere, pues su efecto no será del mismo que el que habría si se diera el caso de la condensación.

1.4. Cálculo de las propiedades de los gases

Para obtener las propiedades de la mezcla de gases, primero se calculan las propiedades de cada uno de ellos mediante el software EES. Para ello, se utilizará la presión parcial de cada elemento, y una temperatura media entre la de entrada y la de salida de 60,3 $^{\circ}\text{C}$.

1.4.1. Cálculo del calor específico

$$Cp_i = cp("Gas"; T = 60,3; P = P_i)$$

Tabla 20.- Calores específicos de los gases

Gas	P _i (bar)	cp (J/kg·K)
SO ₂	0,17605	645
O ₂	0,0064	924
N ₂	0,7843	1042
H ₂ O	0,0333	1885

El calor específico de la mezcla de gases se obtiene mediante la expresión:

$$Cp_{Gases} = \sum Cp_i \cdot x_i \quad (4)$$

De este modo, se obtiene un calor específico de los gases de:

$$\begin{aligned}
 Cp_{Gases} &= 1885 \cdot 0,0333 + 1042 \cdot 0,7843 + 924 \cdot 0,0064 + 645 \cdot 0,17605 \\
 &= 999,4 \frac{J}{kg \cdot K}
 \end{aligned}$$

1.4.2. Cálculo de la densidad

$$\rho_i = density("Gas"; T = 60,3; P = P_i)$$

Tabla 21.- Densidades de los gases

Gas	P _i (bar)	ρ (kg/m ³)
SO ₂	0,17605	0,408
O ₂	0,0064	0,0074
N ₂	0,7843	0,792
H ₂ O	0,0333	0,022

La densidad de la mezcla de gases se obtiene mediante la expresión:

$$\rho_{Gases} = \sum \rho_i \cdot x_i \quad (5)$$

De este modo, se obtiene una densidad de los gases de:

$$\rho_{Gases} = 0,022 \cdot 0,0333 + 0,792 \cdot 0,7843 + 0,0074 \cdot 0,0064 + 0,408 \cdot 0,17605 = 0,694 \frac{kg}{m^3}$$

1.4.3. Cálculo de la viscosidad

$$\mu_i = viscosity("Gas"; T = 60,3; P = P_i)$$

Tabla 22.- Viscosidades de los gases

Gas	P _i (bar)	μ (kg/m·s)
SO ₂	0,17605	1,4·10 ⁻⁵
O ₂	0,0064	2,2·10 ⁻⁵
N ₂	0,7843	2 ·10 ⁻⁵
H ₂ O	0,0333	1,1·10 ⁻⁵

La viscosidad de la mezcla de gases se obtiene mediante la expresión:

$$\mu_{Gases} = \frac{\sum \mu_i \cdot x_i \cdot M_i^{1/2}}{\sum x_i \cdot M_i^{1/2}} \quad (6)$$

De este modo, se obtiene una viscosidad de los gases de:

$$\mu_{Gases} = \frac{(0,000011 \cdot 0,0333 \cdot 18^{1/2} + 0,00002 \cdot 0,7843 \cdot 28^{1/2} + 0,000022 \cdot 0,0064 \cdot 32^{1/2} + 0,000014 \cdot 0,17605 \cdot 64^{1/2})}{(18^{1/2} \cdot 0,0333 + 28^{1/2} \cdot 0,7843 + 32^{1/2} \cdot 0,0064 + 64^{1/2} \cdot 0,17605)}$$

$$\mu_{Gases} = 1,832 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

1.4.4. Cálculo de la conductividad térmica

$$k_i = conductivity("Gas"; T = 60,3; P = P_i)$$

Tabla 23.- Conductividades de los gases

Gas	P _i (bar)	k (W/m·K)
SO ₂	0,17605	1
O ₂	0,0064	0,029
N ₂	0,7843	0,028
H ₂ O	0,0333	0,021

La conductividad térmica de la mezcla de gases se obtiene mediante la expresión:

$$k_{Gases} = \frac{\sum k_i \cdot x_i \cdot M_i^{1/3}}{\sum x_i \cdot M_i^{1/3}} \quad (7)$$

De este modo, se obtiene una conductividad térmica de los gases de:

$$k_{Gases} = \frac{(0,21 \cdot 0,0333 \cdot 18^{1/3} + 0,028 \cdot 0,7843 \cdot 28^{1/3} + 0,029 \cdot 0,0064 \cdot 32^{1/3} + 1 \cdot 0,17605 \cdot 64^{1/3})}{(18^{1/3} \cdot 0,0333 + 28^{1/3} \cdot 0,7843 + 32^{1/3} \cdot 0,0064 + 64^{1/3} \cdot 0,17605)}$$

$$k_{Gases} = 0,247 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

1.5. Cálculo de las propiedades del agua

La obtención de las propiedades del agua se realizará de nuevo mediante el software EES, utilizando una temperatura media de 37,6 °C y una presión de 3 bar:

$$Cp_{agua} = cp(Water; T = 37,6; P = 3) = 4182 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\rho_{agua} = density(Water; T = 37,6; P = 3) = 993 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{agua} = viscosity(Water; T = 37,6; P = 3) = 0,000684 \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$k_{agua} = conductivity(Water; T = 37,6; P = 3) = 0,6145 \frac{W}{m \cdot K}$$

1.6. Resultados

A continuación se presentan, a modo de resumen, los resultados obtenidos:

Tabla 24.- Propiedades de los fluidos

	AGUA	GASES
Calor específico (J/kg·K)	4182	999,4
Densidad (kg/m ³)	993	0,694
Viscosidad (kg/m·s)	$6,84 \cdot 10^{-4}$	$1,832 \cdot 10^{-5}$
Conductividad (W/m·K)	0,6145	0,247

2. ESTUDIO DE LA INSTALACIÓN ACTUAL

2.1. Introducción

El primer paso para poder modificar una instalación, es conocerla. Realizar un correcto estudio del funcionamiento del equipo actual permitirá establecer una sólida base comparativa para los posteriores desarrollos de alternativas y mejoras.

Los parámetros con los que se trabajará en el presente proyecto son:

- Calor intercambiado (Q): la cantidad de calor que cede el fluido caliente hacia el fluido frío.
- Superficie de intercambio de calor (A_s): correspondiente al área de la cara externa de los tubos del intercambiador.
- Densidad de área (β): la razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen.
- Volumen de la instalación: el espacio que ocupa la instalación.

2.2. Simplificaciones e hipótesis

Para llevar a cabo el análisis de los intercambiadores, son necesarias una serie de hipótesis simplificadoras:

- Flujo estacionario: caudales constantes, propiedades constantes en cada punto, velocidades constantes
- Propiedades físicas constantes
- Coeficientes de transmisión de calor constantes
- Coeficiente Global de Transmisión de Calor constante
- Sección de paso constante, cambios en energía cinética y potencial despreciables
- Conducción longitudinal (axial) del calor despreciable (radial como preferente)
- Superficie externa del intercambiador perfectamente aislada del exterior: el intercambio energético se realizará únicamente entre las corrientes de fluido. No existe intercambio de calor con el ambiente

2.3. Cálculo de la superficie de intercambio de calor actual

La superficie de intercambio de calor, como ya se ha mencionado, corresponde al área de la cara externa de los tubos del intercambiador. Esta área se obtiene mediante la expresión:

$$A_s = \pi \cdot \phi_{ext,tub} \cdot L \cdot n_{tubos} \quad (8)$$

De este modo, mediante la expresión (8) se obtiene una superficie de intercambio de calor de:

$$A_s = \pi \cdot 0,07 \cdot 3,75 \cdot 211 = 174,005 \text{ m}^2$$

2.4. Cálculo de la eficiencia del intercambiador actual

La eficiencia de un intercambiador es la relación entre la potencia real transferida en el intercambiador y la máxima potencia que podría transferir de forma ideal:

$$\varepsilon = Q_{real} / Q_{m\acute{a}x} \quad (9)$$

2.4.1. Cálculo de la potencia real transferida

La potencia real intercambiada puede determinarse a través del balance energético en cualquier de los dos fluidos del intercambiador:

$$Q_{real} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (10)$$

Así pues, aplicando la expresión (10) para los datos de los gases, se obtiene un valor de potencia real transferida de:

$$Q_{real} = 8,254 \cdot 9,994 \cdot 9,4 = 77540 \text{ W}$$

2.4.2. Cálculo de la potencia máxima

La potencia máxima o ideal que podría transferirse correspondería a aquella que se transferiría si el intercambiador fuese de superficie infinita y los fluidos circularan a contracorriente, y se estima mediante las expresiones:

$$Q_{m\acute{a}x} = C_{min} \cdot (T_{c,in} - T_{f,in}) \quad (11)$$

$$C_{min} = (\dot{m} \cdot c_p)_{min} \quad (12)$$

De la expresión (12) se obtiene que el fluido de menor capacidad es:

$$C_{agua} = 3,863 \cdot 4182 = 16154,14 \frac{W}{K}$$

$$C_{Gases} = 8,254 \cdot 999,4 = 8249,05 \frac{W}{K}$$

$$C_{min} = C_{Gases} = 8249,05 \frac{W}{K}$$

Conociendo el valor de C_{min} , se puede conocer el valor de la potencia máxima mediante la expresión (11), siendo éste:

$$Q_{m\acute{a}x} = 8249,05 \cdot (65 - 35,2) = 245818,54 \text{ W}$$

Por último, conocidos ya todos los datos necesarios, de la expresión (9) se obtiene un valor de eficiencia del intercambiador actual de:

$$\varepsilon = 77540 / 245818,54 = 0,316 = 31,6 \%$$

Como ya se ha comentado en diversas ocasiones, queda demostrado que la eficiencia del intercambiador no puede analizarse como si de un rendimiento mecánico o eléctrico se tratase, puesto que su aumento no implica una mejora energética y unos ahorros económicos.

2.5. Cálculo de la densidad de área actual

La densidad de área es la razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen, es decir:

$$\beta = A_s / V = \frac{A_s}{\pi \cdot \left(\frac{\phi_{ext, carc}}{2} \right)^2 \cdot L} \quad (13)$$

Así, mediante la expresión (13) se obtiene un valor de densidad de área actual de:

$$\beta = \frac{174,005}{\pi \cdot \left(\frac{1,4}{2} \right)^2 \cdot 3,75} = 30,143 \text{ m}^2 / \text{m}^3$$

2.6. Cálculo del calor transferible posible

La siguiente sección del proyecto tiene dos finalidades. La primera, comprobar que el equipo actual esté funcionando de forma adecuada, y la segunda, mostrar por primera vez todo el proceso de cálculo necesario para el diseño de un intercambiador de calor carcasa-tubos.

2.6.1. Suposición de la geometría

El primer paso del diseño consiste en suponer por completo una geometría para el intercambiador. En este caso, dado que se está analizando un equipo existente, simplemente se muestra y comenta su geometría:

Tabla 25.- Geometría supuesta (actual)

Diámetro exterior de la carcasa (m)	1,4
Espesor de la carcasa (m)	0,008
Diámetro interior de la carcasa (m)	1,384
Diámetro exterior de los tubos (m)	0,07
Espesor de los tubos (m)	0,007
Diámetro interior de los tubos (m)	0,056
Longitud de los tubos (m)	3,75
Separación entre tubos "Pitch" (m)	0,085
Número de tubos	211
Separación entre bafles (m)	0,251
Número de bafles	13

A parte de los datos anteriores, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones, para el futuro diseño del nuevo intercambiador:

- El pitch debe ser 1,25 veces el diámetro exterior de los tubos, ya que valores inferiores suponen un mayor número de tubos, y por lo tanto las placas tubulares se vuelven muy débiles, mecánicamente hablando.
- La separación entre bafles debe ser 0,2 veces el diámetro interior de la carcasa.
- El número de bafles se obtendrá a partir del cociente entre la longitud de los tubos y la separación entre bafles, redondeando al valor entero inmediatamente inferior.
- El número de tubos se obtendrá a partir de la siguiente expresión, redondeando al valor entero inmediatamente superior:

$$n_{tubos} = \frac{0,93 \cdot \pi \cdot \phi_{int,carc}^2}{4 \cdot 0,87 \cdot Pt^2} \quad (14)$$

2.6.2. Cálculo de las áreas de flujo y velocidades másicas de los fluidos

El área de flujo del lado de los tubos se obtiene a partir de la expresión:

$$A_{tub} = \frac{\pi \cdot \phi_{int,tub}^2 \cdot n_{tubos}}{4} \quad (15)$$

El área de flujo del lado de la carcasa se obtiene a partir de la expresión:

$$A_{carc} = \frac{\phi_{int,carc} \cdot (Pt - \phi_{ext,tub}) \cdot Sep_{baf}}{Pt} \quad (16)$$

Las velocidades másicas de los fluidos se calculan mediante la expresión:

$$G_i = \dot{m}_i / A_i \quad (17)$$

De este modo, mediante las expresiones (15), (16) y (17), se obtienen los siguientes resultados:

$$A_{tub} = \frac{\pi \cdot 0,056^2 \cdot 211}{4} = 0,52 \text{ m}^2$$

$$A_{carc} = \frac{1,384 \cdot (0,085 - 0,07) \cdot 0,251}{0,085} = 0,061 \text{ m}^2$$

$$G_{Gases} = 8,254 / 0,52 = 15,88 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$G_{Agua} = 3,863 / 0,061 = 63,32 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

2.6.3. Cálculo del diámetro equivalente

El diámetro equivalente se calcula para sustituir al diámetro interno de los tubos en las correlaciones para los posteriores cálculos del lado de la coraza. Éste se obtiene mediante la expresión:

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot (0,5 \cdot Pt \cdot 0,86 \cdot Pt - 0,5 \cdot \pi \cdot \frac{\phi_{ext,tub}^2}{4})}{0,5 \cdot \pi \cdot \phi_{ext,tub}} \quad (18)$$

Así, mediante la expresión (18) se obtiene un valor del diámetro equivalente de:

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot (0,5 \cdot 0,085 \cdot 0,86 \cdot 0,085 - 0,5 \cdot \pi \cdot \frac{0,07^2}{4})}{0,5 \cdot \pi \cdot 0,07} = 0,043 \text{ m}$$

2.6.4. Cálculo de los números de Reynolds y Prandtl

Los números de Reynolds y Prandtl servirán para establecer en que zona del flujo se encuentra cada uno de los fluidos de la instalación (laminar, transición o turbulento), con lo cual se podrá determinar qué correlación empírica se deberá utilizar para el posterior cálculo del número de Nusselt.

El número de Prandtl se calcula con la expresión:

$$Pr_i = C p_i \cdot \mu_i / k_i \quad (19)$$

El número de Reynolds para el lado de los tubos se calcula a partir de la expresión:

$$Re_{tub} = \phi_{int,tub} \cdot G_{Gases} / \mu_{Gases} \quad (20)$$

El número de Reynolds para el lado de la carcasa se calcula mediante la expresión:

$$Re_{carc} = D_{eq} \cdot G_{Agua} / \mu_{Agua} \quad (21)$$

Así pues, mediante las expresiones (19), (20) y (21), se obtienen unos valores de los números de Reynolds y Prandtl de:

$$Pr_{Gases} = 999,4 \cdot 0,00001832 / 0,247 = 0,074$$

$$Pr_{Agua} = 4182 \cdot 0,000684 / 0,615 = 4,65$$

$$Re_{tub} = 0,056 \cdot 15,88 / 0,00001832 = 48541,5$$

$$Re_{carc} = 0,043 \cdot 63,32 / 0,000684 = 3980,64$$

2.6.5. Cálculo del número de Nusselt

Existen muchas correlaciones empíricas expresadas en términos del número de Nusselt. Estas correlaciones tienen la forma de $Nu = f(\text{Número de Reynolds, Número de Prandtl})$, y la utilización de una u otra depende de los valores de Reynolds obtenidos en el proceso de estudio.

Así pues, para el lado de los tubos se procederá a utilizar la siguiente correlación, formulada por Sieder y Tate en 1936, y que resulta apta para valores de $Re > 10000$:

$$Nu_{tub} = 0,027 \cdot Re_{tub}^{4/5} \cdot Pr_{Gases}^{1/3} \quad (22)$$

Por otro lado, para el lado de la carcasa se aplicará la siguiente correlación, que resulta óptima para valores de $2000 < Re < 40000$:

$$Nu_{carc} = 0,2 \cdot Re_{carc}^{3/5} \cdot Pr_{Agua}^{1/3} \quad (23)$$

De este modo, mediante las expresiones (22) y (23) se obtienen unos valores para el número de Nusselt de:

$$Nu_{tub} = 0,027 \cdot 48541,5^{4/5} \cdot 0,074^{1/3} = 63,58$$

$$Nu_{carc} = 0,2 \cdot 3980,64^{3/5} \cdot 4,65^{1/3} = 48,25$$

2.6.6. Cálculo de los coeficientes de convección

El coeficiente de convección del lado de los tubos se obtiene mediante la expresión:

$$h_{tub} = Nu_{tub} \cdot k_{Gases} / \phi_{int,tub} \quad (24)$$

Así, mediante la expresión (24) se obtiene un coeficiente de convección del lado de los tubos de:

$$h_{tub} = 63,58 \cdot 0,247 / 0,056 = 280,43 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

El coeficiente de convección del lado de la carcasa se obtiene mediante la expresión:

$$h_{carc} = Nu_{carc} \cdot k_{Agua} / D_{eq} \quad (25)$$

Así, mediante la expresión (25) se obtiene un coeficiente de convección del lado de la carcasa de:

$$h_{carc} = 48,25 \cdot 0,615 / 0,043 = 690,09 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

2.6.7. Correcciones por viscosidad

A lo largo del presente proyecto se ha mencionado en diversas ocasiones que las propiedades de los fluidos, si bien varían con la temperatura, se considerarán constantes, con el objetivo de simplificar el proceso de cálculo, ya que el error que esto introduce es ínfimo y puede despreciarse.

Sin embargo, una excepción es la viscosidad, que debe corregirse también con la temperatura de la pared, dado que su variación no se da únicamente en la dirección longitudinal al tubo, sino también en la dirección transversal.

La temperatura de pared se estima mediante la siguiente expresión:

$$T_{pared} = \frac{h_{tub} \cdot T_{med,tub} + h_{carc} \cdot T_{med,carc}}{h_{tub} + h_{carc}} \quad (26)$$

De este modo, mediante la expresión (26) se obtiene una temperatura de pared de:

$$T_{pared} = \frac{280,43 \cdot 60,3 + 690,09 \cdot 37,6}{280,43 + 690,09} = 44,16 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Las viscosidades de pared del agua y los gases se obtienen mediante el software EES, de la misma forma que la descrita en las secciones *Cálculo de las propiedades de los gases* y *Cálculo de las propiedades del agua*, de este mismo anexo:

Tabla 26.- Viscosidades de pared de los fluidos

Fluido	P _i (bar)	μ _p (kg/m·s)
SO ₂	0,17605	1,37·10 ⁻⁵
O ₂	0,0064	2,16·10 ⁻⁵
N ₂	0,7843	1,86·10 ⁻⁵
H ₂ O	0,0333	1,04·10 ⁻⁵
Agua	3	6,05·10 ⁻⁴

$$\mu_{p,Gases} = \frac{(0,0000104 \cdot 0,0333 \cdot 18^{1/2} + 0,0000186 \cdot 0,7843 \cdot 28^{1/2} + 0,0000216 \cdot 0,0064 \cdot 32^{1/2} + 0,0000137 \cdot 0,17605 \cdot 64^{1/2})}{(18^{1/2} \cdot 0,0333 + 28^{1/2} \cdot 0,7843 + 32^{1/2} \cdot 0,0064 + 64^{1/2} \cdot 0,17605)}$$

$$\mu_{p,Gases} = 0,0000172 \frac{kg}{m \cdot s}$$

Una vez obtenidas las viscosidades de ambos fluidos a temperatura de pared, se pueden calcular de nuevo los coeficientes de convección corregidos, mediante las siguientes correcciones:

$$h_{tub,corr} = h_{tub} \cdot \left(\frac{\mu_{Gases}}{\mu_{p,Gases}} \right)^{0,14} \quad (27)$$

$$h_{carc,corr} = h_{carc} \cdot \left(\frac{\mu_{agua}}{\mu_{p,agua}} \right)^{0,14} \quad (28)$$

Así, mediante las expresiones (27) y (28) se obtienen unos coeficientes de convección corregidos de valor:

$$h_{tub,corr} = 280,43 \cdot \left(\frac{0,00001832}{0,0000172} \right)^{0,14} = 282,92 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$h_{carc,corr} = 690,09 \cdot \left(\frac{0,000684}{0,000605} \right)^{0,14} = 702,05 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Como puede observarse, el no haber realizado esta corrección no habría introducido un error lo bastante significativo como para afectar al proceso de diseño.

2.6.8. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

Como ya se ha mencionado, un intercambiador de calor comprende dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción, y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección.

Este proceso se asocia a una red de resistencias térmicas, dos por convección y una por conducción, como se observa en la *Figura 25*:

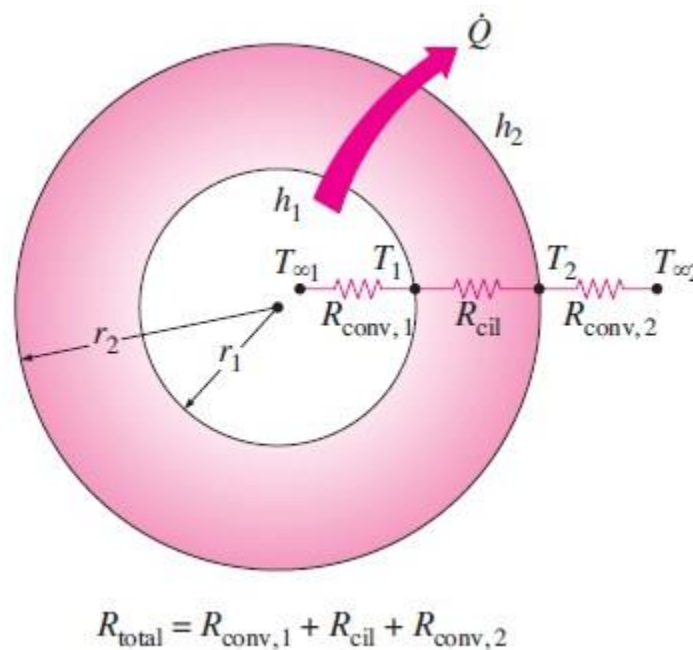


Figura 25.- Red de resistencias térmicas en un tubo de un intercambiador de calor

Es la resistencia por conducción la que variará con el futuro cambio del material constructivo del intercambiador, al cambiar el valor del coeficiente de conductividad térmica (K), que para el material actual, el plomo, presenta un valor de 35 W/m·K.

Es muy probable que el nuevo material tenga un coeficiente menor que el del plomo, pero esto no supone una reducción drástica del calor intercambiado, ya que el efecto de la conducción es irrisorio en comparación con la convección en los fluidos. La elección del nuevo material antepondrá la resistencia a la corrosión a la conductividad térmica.

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo, como resultado de la acumulación de depósitos sobre la superficie de transferencia de calor. Esta capa de depósitos representa una resistencia adicional. Sin embargo, dado que se desconoce su valor, no se considerará a la hora del cálculo, aunque se debe tener en cuenta al sacar conclusiones sobre el funcionamiento de la instalación.

De este modo, el coeficiente de global de transmisión de calor, para tubos lisos simples sin aletas, se puede expresar de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{\phi_{ext,tub}}{h_{tub,corr} \cdot \phi_{int,tub}} + \frac{1}{h_{carc,corr}} + \frac{\phi_{ext,tub} \cdot \ln\left(\frac{\phi_{ext,tub}}{\phi_{int,tub}}\right)}{2 \cdot K_{material}}} \quad (29)$$

Así, para el intercambiador actual, mediante la expresión (29) se obtiene un coeficiente global de transmisión de calor de:

$$U = \frac{1}{\frac{0,07}{282,92 \cdot 0,056} + \frac{1}{702,05} + \frac{0,07 \cdot \ln(0,07/0,056)}{2 \cdot 35}} = 164,86 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

2.6.9. Cálculo del Número de Unidades de Transferencia

El Número de Unidades de Transferencia, o NTU, es un parámetro adimensional utilizado para determinar las temperaturas de salida y el calor intercambiado en un intercambiador cuyas dimensiones son conocidas. Este parámetro puede estimarse mediante la expresión:

$$NTU = U \cdot A_s / C_{min} \quad (30)$$

Así pues, mediante la expresión (30), se obtiene un Número de Unidades de Transferencia de:

$$NTU = 164,86 \cdot 174,005 / 8248,94 = 3,48$$

2.6.10. Cálculo de la eficiencia

La eficiencia de un intercambiador, como se ha comentado con anterioridad, es la relación entre la potencia real transferida en el intercambiador y la máxima potencia que podría transferir de forma ideal. Esta última es conocida e invariante, y ya ha sido obtenida, pero la potencia real transferida no, de modo que no puede obtenerse la eficiencia de la misma forma.

Kays y London establecieron en 1984 que la eficiencia depende del Número de Unidades de Transferencia y de la relación de capacidades térmicas de los fluidos, y definieron una serie de expresiones que permiten calcularla.

Algunos autores utilizan, para el análisis de intercambiadores de carcasa-tubos de un paso por carcasa y un paso por tubos, la expresión correspondiente a intercambiadores de doble tubo. Sin embargo, a continuación se procede a utilizar la expresión correspondiente a intercambiadores de carcasa-tubos de un paso por carcasa y un número par de pasos por tubos (2, 4, 6, etc.), por ser más restrictiva que la primera, ya que arroja valores de eficiencia menores.

Esta expresión es la que sigue:

$$\varepsilon = 2 \cdot \left(1 + C + \sqrt{1 + C^2} \cdot \frac{1 + e^{-NTU \cdot \sqrt{1 + C^2}}}{1 - e^{-NTU \cdot \sqrt{1 + C^2}}} \right)^{-1} \quad (31)$$

donde:

$$C = C_{min} / C_{max} \quad (32)$$

De este modo, mediante las expresiones (31) y (32) se obtiene un valor de eficiencia de:

$$C = 8248,94 / 16154,14 = 0,51064$$

$$\varepsilon = 2 \cdot \left(1 + 0,51064 + \sqrt{1 + 0,51064^2} \cdot \frac{1 + e^{-3,48 \cdot \sqrt{1 + 0,51064^2}}}{1 - e^{-3,48 \cdot \sqrt{1 + 0,51064^2}}} \right)^{-1}$$

$$= 0,746 = 74,6 \%$$

2.6.11. Cálculo del calor transferible posible

Una vez obtenidas la máxima potencia que podría transferir de forma ideal el equipo, y la eficiencia de éste, el calor que puede llegar a transferir se obtiene mediante la expresión (9):

$$\varepsilon = Q_{real} / Q_{m\acute{a}x} \rightarrow Q_{real} = 0,746 \cdot 245818,54 = 183380,6 \text{ W}$$

2.7. Cálculo de las nuevas temperaturas de salida

Dado que el calor transferido en el proceso variará con la nueva geometría, y que los valores de temperaturas de entrada y caudales másicos de los fluidos son constantes y conocidos, serán las temperaturas de salida de los fluidos las que varíen con el calor. Es necesario calcular su nuevo valor para asegurar que no se alcancen las temperaturas de condensación calculadas anteriormente.

De este modo, mediante la expresión (10) se obtienen unas temperaturas de salida de los fluidos de:

$$183380,6 = 8,254 \cdot 994 \cdot (65 - T_{out,Gases}) \rightarrow T_{out,Gases} = 42,65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$183380,6 = 3,863 \cdot 4182 \cdot (T_{out,agua} - 35,2) \rightarrow T_{out,agua} = 46,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Dado que las temperaturas de condensación de los gases, calculadas anteriormente, eran de 26 °C y 24,2 °C para el vapor de agua y el dióxido de azufre, respectivamente, y que la temperatura de evaporación del agua líquida a 3 bar es superior a los 100 °C, se puede afirmar que la geometría actual no presentara ningún problema en cuanto a temperaturas de salida se refiere.

2.8. Cálculo de las pérdidas de carga

Las pérdidas de carga en la carcasa carecen relativamente de importancia, siempre que no crezcan de forma desmesurada, pues la presión de bombeo del agua es un proceso controlado, y puede variarse en caso de ser necesario.

Las pérdidas de carga en los tubos sí son un factor crítico en el proceso. Los gases de SO₂ se mueven por la línea de producción debido a la diferencia de presión creada, y una caída de presión excesiva en la Unidad 2155 puede provocar problemas de circulación de los gases, lo cual repercute no solo en ella, sino en toda la planta.

Tras una consulta con el personal especializado de la empresa, se han establecido unas pérdidas de carga máximas admisibles en los tubos de 2000 Pa. Cualquier geometría que supere este valor de pérdidas quedará automáticamente descartada.

Las pérdidas de carga en el lado de la carcasa se calculan de la siguiente forma:

$$f_{fric,carc} = 1,728 \cdot Re_{carc}^{-0,188} \quad (33)$$

$$\Delta P_{carc} = f_{fric,carc} \cdot \frac{(n_{baf}+1) \cdot \phi_{int,carc}}{D_{eq}} \cdot \frac{G_{Agua}^2}{2 \cdot \rho_{agua}} \quad (34)$$

Las pérdidas de carga en el lado de los tubos se estiman mediante las siguientes expresiones:

$$f_{fric,tub} = 0,0014 + 0,125 \cdot Re_{tub}^{-0,32} \quad (35)$$

$$\Delta P_{tub} = \left(4 + 4 \cdot f_{fric,tub} \cdot \frac{L}{\phi_{int,tub}} \right) \cdot \frac{G_{Gases}^2}{2 \cdot \rho_{Gases}} \quad (36)$$

De este modo, mediante las expresiones (33), (34), (35) y (36) se obtiene unas pérdidas de carga en la carcasa y en los tubos de:

$$f_{fric,carc} = 1,728 \cdot 3980,64^{-0,188} = 0,36371$$

$$\Delta P_{carc} = 0,36371 \cdot \frac{(13 + 1) \cdot 1,384}{0,043} \cdot \frac{63,32^2}{2 \cdot 993} = 330,87 \text{ Pa}$$

$$f_{fric,tub} = 0,0014 + 0,125 \cdot 48541,5^{-0,32} = 0,00536$$

$$\Delta P_{tub} = \left(4 + 4 \cdot 0,00536 \cdot \frac{3,75}{0,056} \right) \cdot \frac{15,88^2}{2 \cdot 0,694} = 987,57 \text{ Pa}$$

2.9. Resultados

A continuación se presentan, a modo de resumen, los resultados obtenidos tras el análisis de la instalación actual:

Tabla 27.- Resultados del análisis de la instalación actual

Superficie de intercambio de calor actual (m ²)	174,005
Calor intercambiado actual (W)	77540
Eficiencia actual (%)	31,6
Densidad de área actual (m ² /m ³)	30,143
Número de Reynolds del lado de los tubos	48551,5
Número de Reynolds del lado de la carcasa	3980,64
Número de Nusselt del lado de los tubos	63,58
Número de Nusselt del lado de la carcasa	48,25
Coeficiente de convección de los gases (W/m ² ·K)	282,92
Coeficiente de convección del agua (W/m ² ·K)	702,05
Coeficiente global de transmisión de calor (W/m ² ·K)	164,86
Número de Unidades de Transferencia	3,48
Calor transferible posible (W)	183380,6
Temperatura de salida del agua (°C)	46,55
Temperatura de salida de los gases (°C)	42,65
Pérdidas de carga en el agua (Pa)	330,87
Pérdidas de carga en los gases (Pa)	987,57

Las conclusiones y comentarios referentes a los resultados del análisis realizado pueden encontrarse en la sección *Estudio de la instalación actual*, correspondiente al *Capítulo 1: Memoria*.

3. SELECCIÓN DEL MATERIAL ÓPTIMO

3.1. Introducción

Para realizar la selección de la solución final, se seguirá el método de las jerarquías analíticas. Este método consiste en:

1. Seleccionar diferentes atributos o características exigibles
2. Valorar estos atributos en cada una de las alternativas propuestas
3. Definir el nivel de importancia de cada atributo respecto al resto
4. Calcular el peso unitario de cada atributo
5. Multiplicar el peso unitario de cada atributo por su valoración en cada una de las alternativas propuestas

De este modo, la propuesta que obtenga un mayor coeficiente se puede considerar como la más óptima de todas.

Los atributos comparativos para este caso, ordenados de mayor a menor importancia, serán:

1. Resistencia frente a la corrosión: todo el proyecto gira alrededor de conseguir un intercambiador que resista a la corrosión de forma adecuada, con lo cual este atributo es de suma importancia a la hora de seleccionar el nuevo material constructivo.
2. Conductividad térmica: una mejor conductividad térmica permitirá reducir las dimensiones del nuevo equipo, uno de los objetivos del proyecto.
3. Precio por kilogramo de material: si bien carece de la importancia de los otros dos atributos, el precio del material elegido condicionará el coste del nuevo intercambiador, y el de futuras reparaciones o sustituciones a las que se vea sometido.

A continuación, se muestra el conjunto de soluciones propuestas y se presenta una valoración de cada uno de los atributos mencionados anteriormente para cada una de ellas:

Tabla 28.- Valoración de los atributos de las soluciones propuestas

Alternativa	Resistencia a corrosión	Conductividad térmica (W/m·K)	Precio (€/kg)
Acero 2507	Excelente	17	32
Acero 2205	Regular	15	17
Acero 254 SMO	Muy buena	13	63

Cabe mencionar que la valoración de la resistencia a corrosión de cada material se ha realizado de forma subjetiva, a partir de la experiencia en su utilización en otros sectores de la planta, y de la corrosión observada en las probetas colocadas en el flujo de gases.

En cuanto al precio de los materiales, que es aproximado, hay que tener en cuenta que puede variar según el flujo de mercado, de modo que se aconseja al lector que no se tome éste como un precio de referencia absoluta, sino que se consulte de nuevo con algún proveedor. Estos precios se corresponden con el precio por kilogramo para tuberías destinadas a intercambiadores de calor.

3.2. Tabla de jerarquías

Para poder realizar el proceso de selección, se debe estimar el nivel de importancia de cada atributo respecto al resto de ellos, estableciéndose de forma numérica según el decisor, siguiendo los valores de la siguiente tabla:

Tabla 29.- Niveles de importancia

Importancia	Definición	Explicación
1	Igual importancia	Dos elementos contribuyen idénticamente al objetivo
3	Dominancia débil	La experiencia manifiesta que existe una débil dominancia de un elemento sobre otro
5	Fuerte dominancia	La experiencia manifiesta que existe una fuerte dominancia de un elemento sobre otro
7	Demostrada dominancia	La dominancia de un elemento sobre otro es completamente demostrada
9	Absoluta dominancia	Las evidencias demuestran que un elemento es absolutamente dominado por otro
2, 4, 6, 8	Valores intermedios	Valores intermedios de decisión

De este modo, el nivel de importancia estimado de cada uno de los atributos en cuestión es el siguiente:

Tabla 30.- Tabla de jerarquías de los atributos

	Resistencia a corrosión	Conductividad térmica	Precio
Resistencia a corrosión	1	3	5
Conductividad térmica	1/3	1	3
Precio	1/5	1/3	1

3.3. Cálculo de pesos

El peso de cada atributo se puede obtener mediante la expresión:

$$W_i = (a_1 \cdot a_2 \cdot a_3)^{1/n} \quad (37)$$

donde:

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
W_i	Peso del atributo "i"	-
a_i	Valor del nivel de importancia	-
n	Número de atributos	-

De este modo, el peso de cada atributo, utilizando la expresión (37), es:

$$W_1 = (1 \cdot 3 \cdot 5)^{1/3} = 2,466$$

$$W_2 = \left(\frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 3\right)^{1/3} = 1$$

$$W_3 = \left(\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1\right)^{1/3} = 0,4055$$

El peso unitario de cada atributo se puede estimar mediante la expresión:

$$W'_i = W_i / \sum W_i \quad (38)$$

donde:

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
W'_i	Peso unitario del atributo "i"	-
W_i	Peso del atributo "i"	-

Así pues, mediante la expresión (38), el peso unitario de cada atributo es:

$$W'_1 = 2,466 / (2,466 + 1 + 0,4055) = 0,637$$

$$W'_2 = 1 / (2,466 + 1 + 0,4055) = 0,258$$

$$W'_3 = 0,4055 / (2,466 + 1 + 0,4055) = 0,105$$

3.4. Matriz de decisión

Para poder obtener los resultados finales, es necesario transformar la tabla de valoración de los atributos en un formato numérico, con valores entre cero y uno. De este modo, la tabla queda de la forma:

Tabla 31.- Valoración de los atributos en formato numérico

Alternativa	Resistencia a corrosión	Conductividad térmica (W/m·K)	Precio (€/kg)
Acero 2507	1	1	0,53
Acero 2205	0,4	0,88	1
Acero 254 SMO	0,8	0,75	0,27

Los valores para la resistencia a la corrosión se han estimado, de nuevo, de forma subjetiva. Los valores para la conductividad térmica y el precio se han calculado teniendo en cuenta que la mayor conductividad y el menor precio representan un valor de 1, mientras que el resto se han obtenido de forma aproximada mediante iteración.

3.5. Resultados

La decisión final se realizará mediante la comparación de los resultados de cada alternativa. Para ello, se debe realizar una media ponderada de los valores de los atributos de cada propuesta, considerando el peso de cada uno de ellos. Esto se logra mediante la expresión:

$$S_i = \sum V_i \cdot W'_i \quad (39)$$

donde:

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
S_i	Valor de la propuesta "i"	-
W'_i	Peso unitario del atributo "i"	-
V_i	Valoración del atributo "i"	-

De este modo, mediante la expresión (39) se obtienen los siguientes resultados:

$$S_1 = 1 \cdot 0,637 + 1 \cdot 0,258 + 0,53 \cdot 0,105 = 0,95065$$

$$S_2 = 0,4 \cdot 0,637 + 0,88 \cdot 0,258 + 1 \cdot 0,105 = 0,58684$$

$$S_3 = 0,8 \cdot 0,637 + 0,75 \cdot 0,258 + 0,27 \cdot 0,105 = 0,73145$$

$$S_1 > S_3 > S_2$$

Así pues, analizando los resultados obtenidos, se puede concluir que la solución más adecuada es la propuesta 1, seguida de la propuesta 3, y por último la propuesta 2. Es decir, la solución óptima es la utilización del acero inoxidable súper dúplex 2507, por lo que el diseño del nuevo intercambiador se realizará utilizando este material.

La utilización de este material, si bien es la que se adopta y representa en este proyecto, queda sujeta a la decisión de la empresa.

4. ESTUDIO DE LA GEOMETRÍA EN EL PROCESO

4.1. Introducción

Como ya se ha mencionado en diversas ocasiones, la metodología que se empleará en este proyecto será la de calcular el calor que se puede llegar a transferir con diferentes combinaciones de diámetros de los tubos, diámetro de la carcasa y longitud, y compararlo con la cantidad de calor que se necesita para el proceso requerido.

Las geometrías que se procederán a estudiar comprenden diámetros externos de tubos de 30, 40, 50, 60 y 70 mm, y diámetros externos de carcasa de 50, 75, 100, 125 y 140 cm. El espesor de la carcasa se considerará de 8 mm, mientras que el de los tubos será de 2 mm.

La longitud inicial del equipo será de 3,75 m, para proponer así un equipo similar al actual, en vistas a mejorar el proceso de transmisión de calor. Posteriormente, se estudiará cómo afecta el reducir esta longitud al proceso, con el objetivo de lograr una configuración mucho más pequeña que asemeje el calor transferido al actual, siempre sin sobrepasar un valor mínimo de 1 m.

Otros parámetros, como el pitch, el número de tubos, y el número y separación de los baffles, se desprenden de los diámetros y longitudes supuestos, a partir de las expresiones y relaciones mencionadas en la sección *Estudio de la instalación actual*, de este mismo anexo.

Antes de empezar con el estudio, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones. Cualquier geometría que no cumpla con estas restricciones deberá descartarse:

- Las correlaciones utilizadas para el cálculo del número de Nusselt están limitadas a unos rangos de valores del número de Reynolds determinados, que pueden encontrarse en la sección *Estudio de la instalación actual*, de este mismo anexo.
- El calor que se transfiere en el proceso actual es de aproximadamente 78 kW. Cualquier geometría elegida deberá ofrecer, por lo menos, 100 kW de calor intercambiado, para evitar problemas de funcionamiento por la futura resistencia térmica de ensuciamiento que pueda llegar a darse.
- Las temperaturas de salida de los fluidos no deben alcanzar bajo ningún concepto las temperaturas de condensación obtenidas en la sección *Propiedades de los fluidos*, de este mismo anexo.
- La caída de presión de la parte de los tubos no debe superar, por recomendaciones de la empresa, los 2000 Pa. La caída de presión de la parte de la carcasa carece de importancia, siempre que no crezca de manera considerable.

4.2. Estudio de la geometría en el proceso

4.2.1. Número de tubos

Todo el efecto que tiene la variación de los diferentes parámetros geométricos del intercambiador proyectado se puede reducir al número de tubos, que es proporcional al tamaño de la carcasa, como puede observarse en el siguiente gráfico, obtenido a partir de la expresión (14):

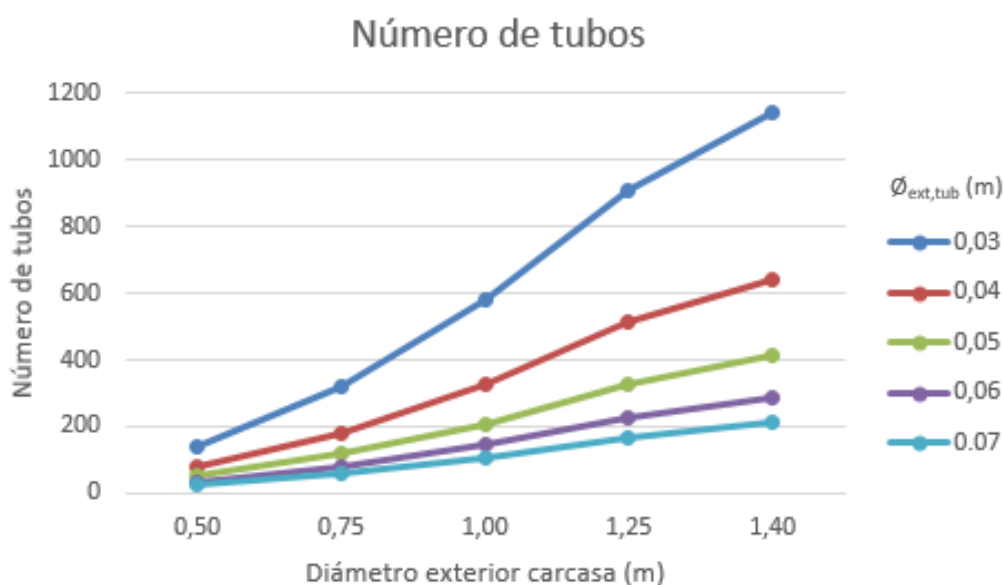


Figura 26.- Número de tubos en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

Para el lado de los tubos, al aumentar su número, el caudal se divide en más partes, con lo que disminuye la velocidad. Para el lado de la carcasa, el principio es el mismo: un mayor diámetro implica una mayor área de paso del flujo, con la reducción de velocidad consiguiente. Esta variación en la velocidad es lo que provoca que varíen el resto de prestaciones.

La variación de la velocidad másica de los fluidos en función de la geometría del equipo, obtenida a partir de la expresión (17), se presenta a continuación:

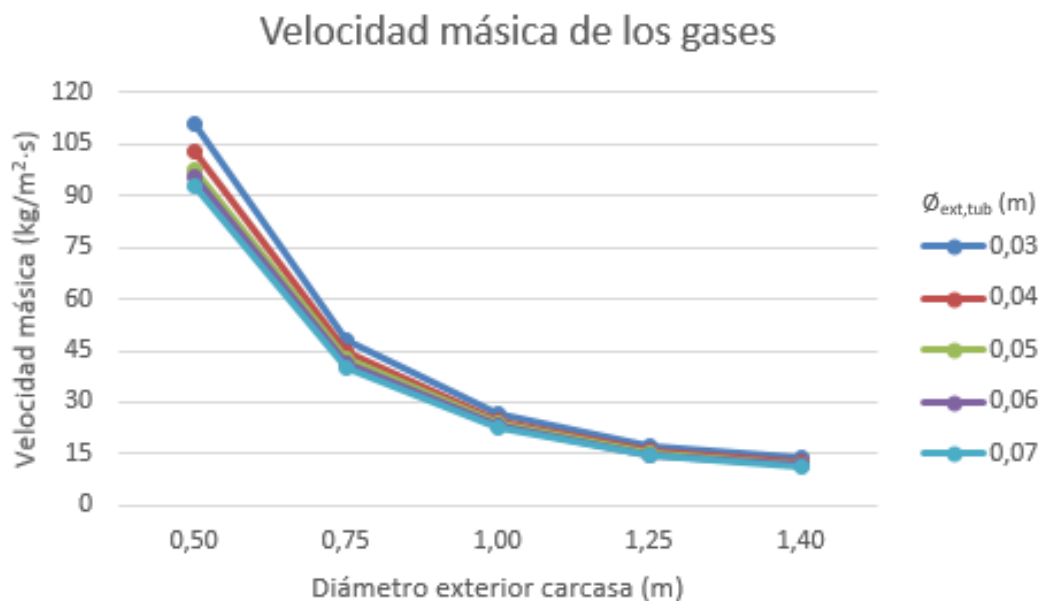


Figura 27.- Velocidad másica de los gases en función de los diámetros externos de carcasa y tubos

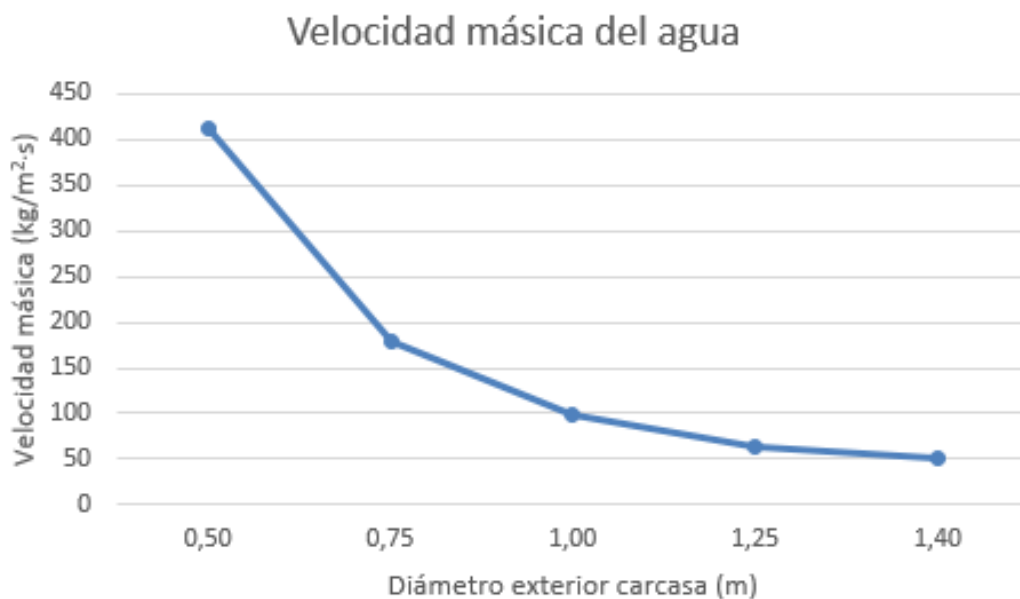


Figura 28.- Velocidad másica del agua en función de los diámetros externos de carcasa y tubos

La velocidad másica del agua no depende del diámetro de los tubos. Es por eso que los diferentes diámetros no se han representado en la *Figura 28*.

4.2.2. Número de Reynolds

La primera limitación del proceso de diseño del nuevo intercambiador viene dada por los valores del número de Reynolds obtenidos, tanto del lado de los tubos como del lado de la carcasa.

Las correlaciones utilizadas para el cálculo del número de Nusselt solo admiten valores de Reynolds dentro de unos rangos determinados. En caso de quedar fuera del rango, la geometría quedará descartada.

A continuación se representa el número de Reynolds del lado de los tubos y del lado de la carcasa, calculados con las expresiones (20) y (21), en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos:

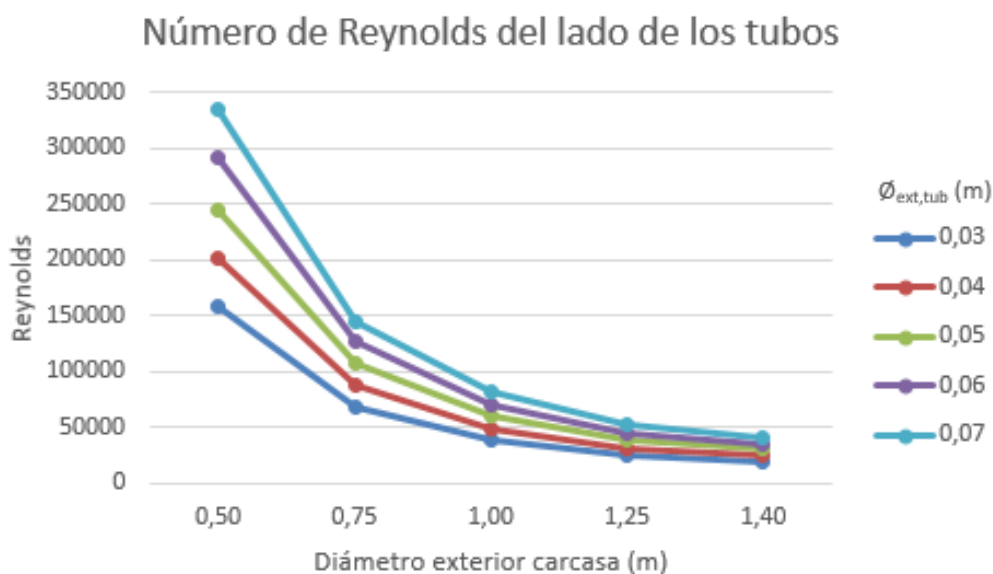


Figura 29.- Número de Reynolds del lado de los tubos en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

El número de Reynolds del lado de los tubos no debe ser inferior a 10000. Como puede observarse en la *Figura 29*, los valores más bajos se dan para una carcasa de 1,4 m, siendo aproximadamente de 20000, con lo cual se verifica que se cumple la restricción para cualquier combinación de geometría.

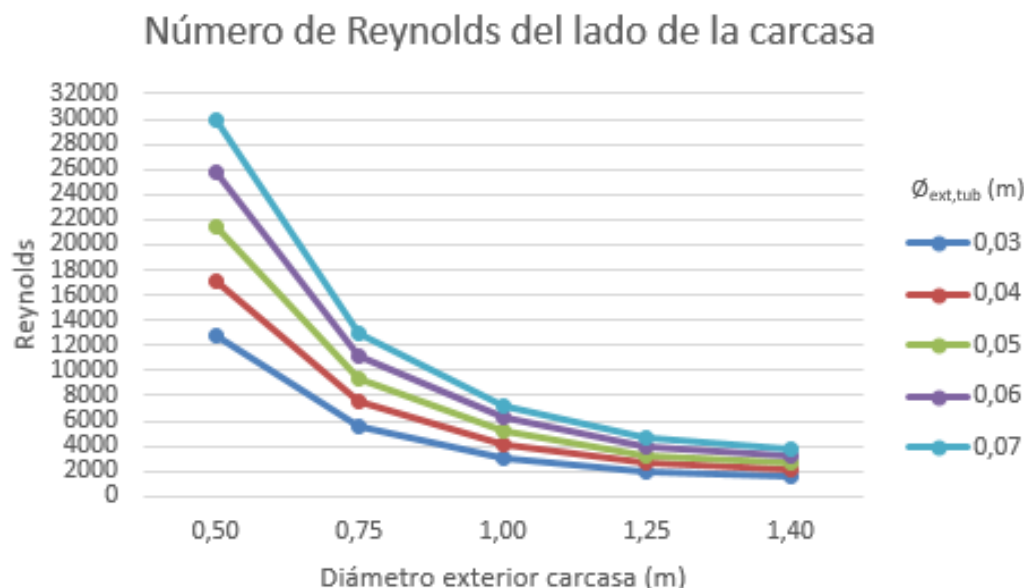


Figura 30.- Número de Reynolds del lado de la carcasa en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

El número de Reynolds del lado de la carcasa debe quedar entre unos valores de 2000 y 40000. Como puede observarse en la *Figura 30*, los valores máximos apenas superan los 30000, pero sí que existen problemas en cuanto a los más bajos. En concreto, los tubos de 30 mm de diámetro en carcasas de 1,25 y 1,4 m presentan números de Reynolds menores de 2000, con lo cual habrá que descartar estas combinaciones de geometría.

En ambos casos, a medida que aumenta el tamaño de la carcasa, el número de Reynolds disminuye. Para el lado de los tubos, esto se debe a que el número de tubos es proporcional al tamaño de la carcasa, y al aumentar el número de tubos, el caudal se divide en más partes, con lo que disminuye la velocidad másica. Para el lado de la carcasa, el principio es el mismo: un mayor diámetro implica una mayor área de paso del flujo, con la reducción de velocidad consiguiente.

Por último, nótese que el número de Reynolds de ambos lados del intercambiador no depende de ninguna manera de la longitud de éste. Por lo tanto, si ésta varía, el Reynolds no lo hará, por lo que no se volverá a analizar en geometrías con diferente longitud.

4.2.3. Coeficiente global de transmisión de calor

El valor del coeficiente global de transmisión de calor marca en gran medida el calor transferido por el equipo.

Si se estudia el valor de dicho coeficiente en función de la geometría del intercambiador, mediante la expresión (29), se obtiene el siguiente gráfico:

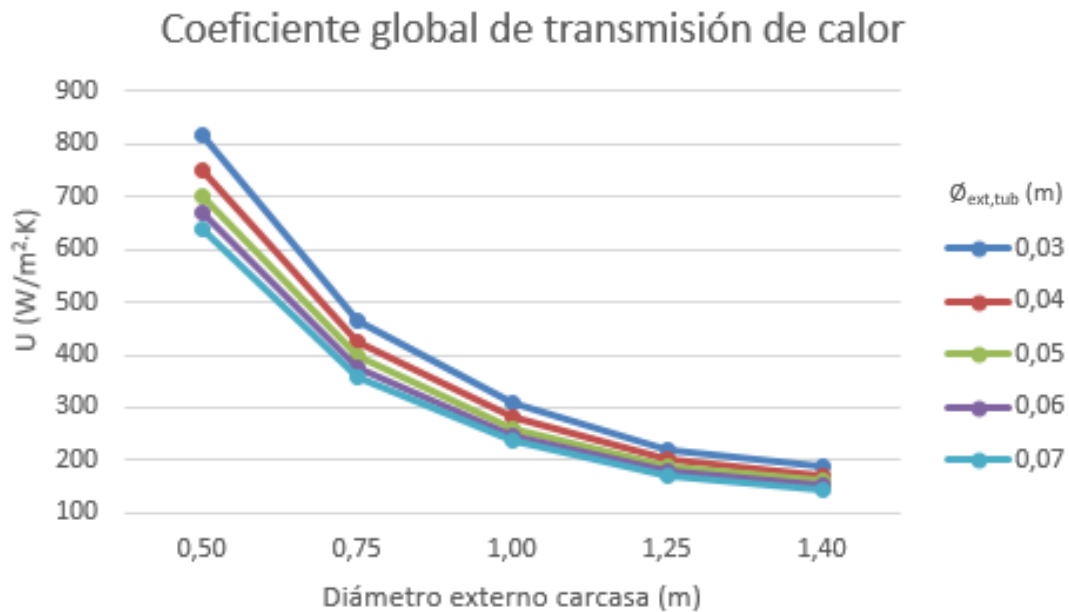


Figura 31.- Coeficiente global de transmisión de calor en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

Como puede observarse en la *Figura 31*, cuánto más pequeña es la instalación, más alto es el coeficiente global de transmisión de calor. Lo mismo ocurre con el diámetro de los tubos: menores diámetros ofrecen mayores coeficientes globales de transmisión de calor.

Esto se debe a que el coeficiente global de transmisión de calor depende en gran medida de los coeficientes de convección de los fluidos del intercambiador, ya que cuánto mayores sean estos, menores son las resistencias térmicas por convección, y, por lo tanto, mayor es el coeficiente global de transmisión de calor.

Según esto, es de suponer que los coeficientes de convección serán mayores cuánto más compacta sea la instalación. Esto se puede comprobar mediante la representación de los coeficientes de convección en función de la geometría del intercambiador, obtenidos a partir de las expresiones (24) y (25):

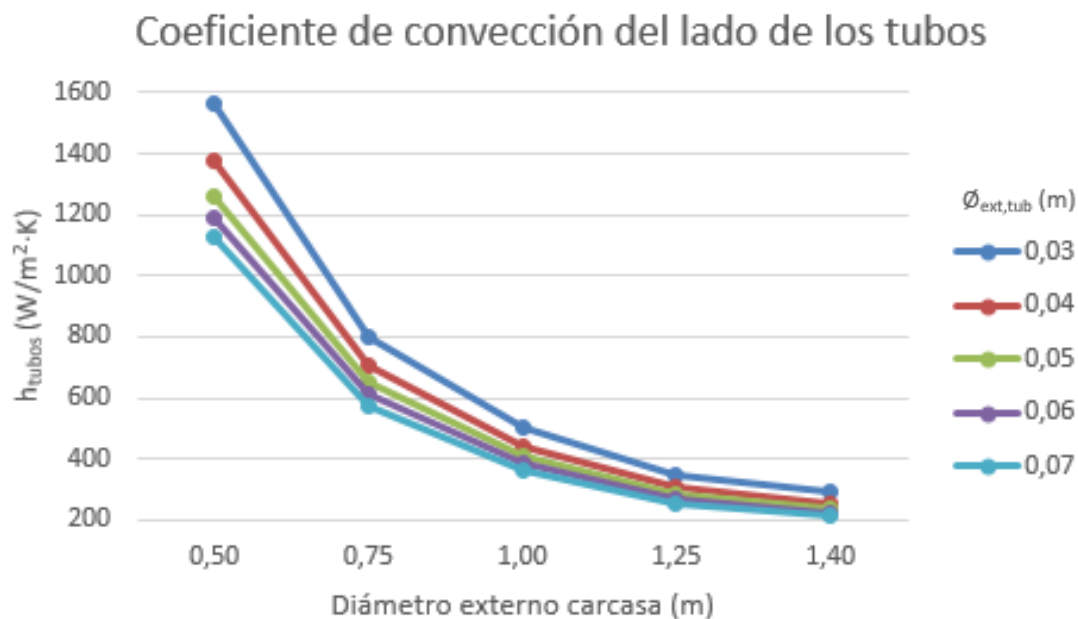


Figura 32.- Coeficiente de convección del lado de los tubos en función de los diámetros externos de carcasa y tubos

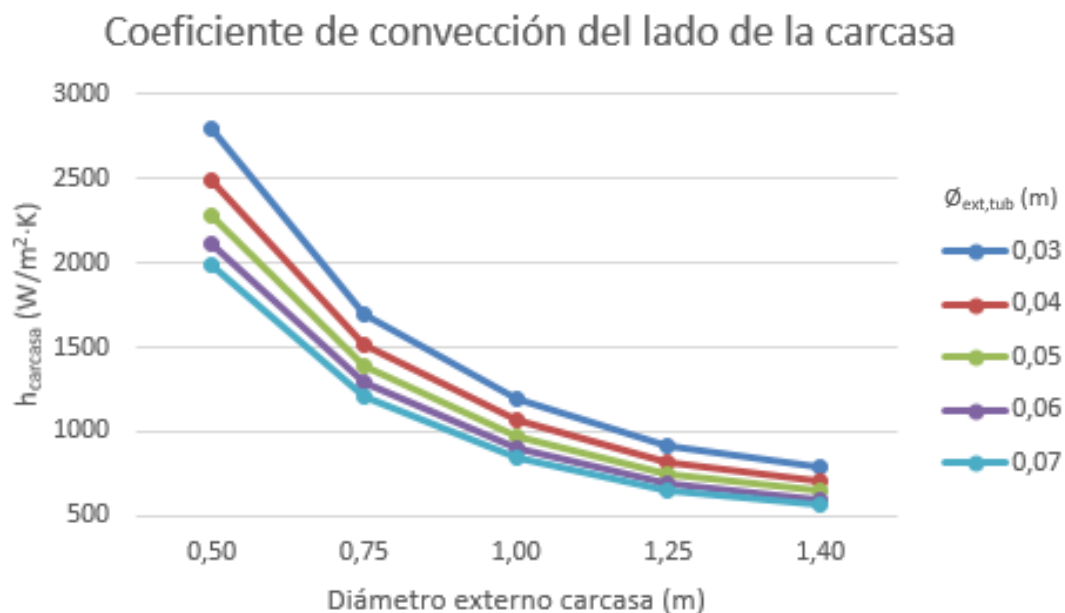


Figura 33.- Coeficiente de convección del lado de la carcasa en función de los diámetros externos de carcasa y tubos

Efectivamente, con la *Figura 32* y la *Figura 33* se puede confirmar que los coeficientes de convección son mayores cuánto más compacta es la instalación.

El efecto que provoca esto es el mismo que antes: para el lado de los tubos, el número de tubos es proporcional al tamaño de la carcasa, y al aumentar el número de tubos, el caudal se divide en más partes, con lo que disminuye la velocidad másica, y por consiguiente también lo hace el coeficiente de convección. Para el lado de la carcasa, el principio es el mismo: un mayor diámetro implica una mayor área de paso del flujo, con la reducción de velocidad másica consiguiente, y, por tanto, también del coeficiente de convección.

4.2.4. Calor transferido

El calor transferido por el nuevo equipo es uno de los principales parámetros de estudio del presente proyecto. Además, se ha establecido que el mínimo valor admisible debe ser de 100 kW, para así contemplar futuros problemas en el funcionamiento debidos a resistencias térmicas de ensuciamiento adicionales.

A continuación se representa el calor transferido, calculado a partir de la expresión (9), en función de la geometría del intercambiador:

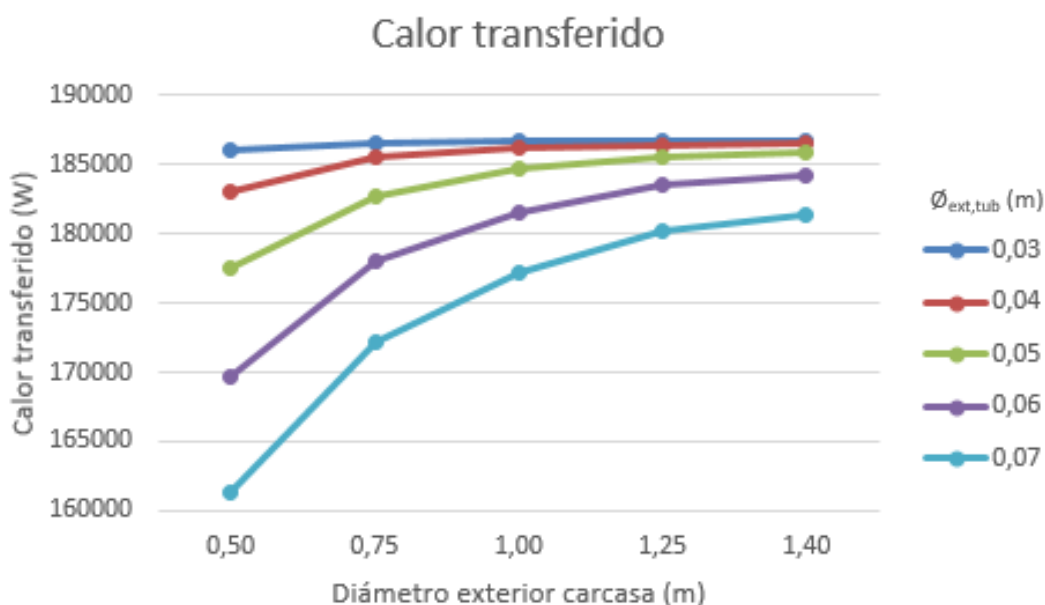


Figura 34.- Calor transferido en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

Como puede observarse, el calor transferido aumenta con el tamaño de la carcasa, debido al incremento de la superficie de intercambio, aunque este incremento de calor es cada vez menor, llegando a una potencia de intercambio máxima de aproximadamente 186 kW. Los 100 kW mínimos establecidos se superan para cualquier configuración geométrica de las propuestas.

Un caso particular es el de los tubos de diámetro 30 mm. Estos tubos ya ofrecen un intercambio de calor muy cercano al máximo con el menor tamaño de carcasa, de modo que este valor permanece prácticamente constante con el aumento del tamaño.

En vista a seguir estudiando la transferencia de calor, se representa ahora éste en función de la superficie de intercambio:

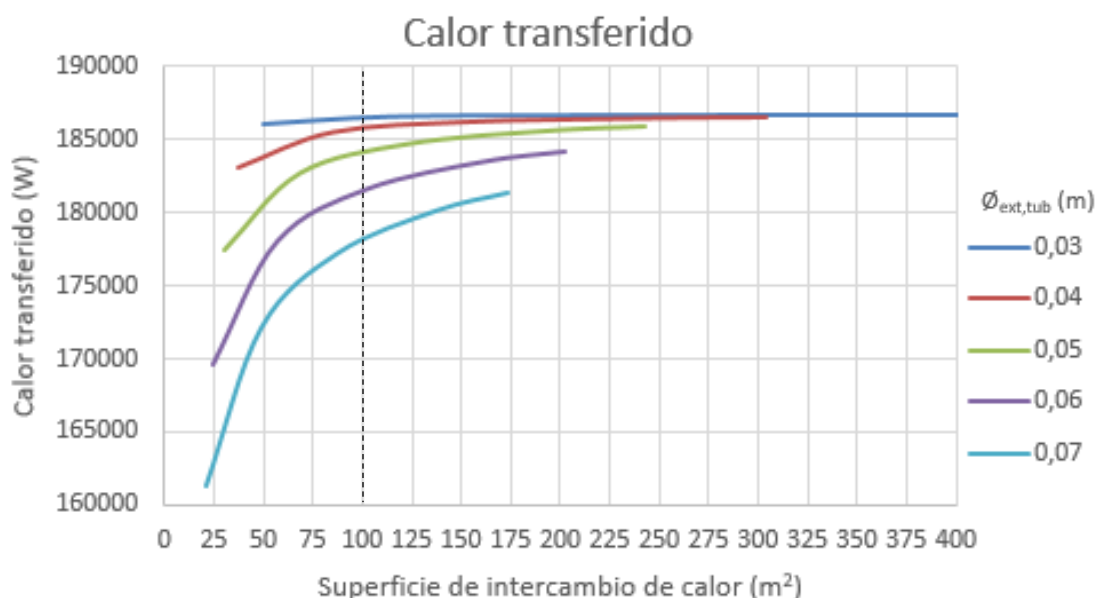


Figura 35.- Calor transferido en función de la superficie de intercambio de calor

En la *Figura 35* se observa de forma más clara lo que ya se ha mencionado anteriormente: a partir de ciertos valores de superficie de intercambio de calor, el incremento de éste con el área disminuye de forma drástica, hasta que se vuelve prácticamente nulo. Por ejemplo, para los tubos de 60 mm de diámetro, el calor transferido aumenta en 10 kW si se pasa de 25 a 50 m², pero si se dobla el área de 100 a 200 m², el calor transferido solo se incrementa 3 kW.

En general, el calor transferido empieza a volverse constante a partir de una superficie de intercambio de aproximadamente 100 m².

En vista a los datos representados en la *Figura 34* y la *Figura 35*, se puede afirmar que diámetros de tubo menores ofrecen mejores resultados en cuanto a transferencia de calor por metro cuadrado se refiere. Un caso especialmente particular es el mencionado anteriormente con los tubos de 30 mm de diámetro, que logran un calor transferido mucho mayor que el resto con el menor tamaño de carcasa, siendo esta diferencia de hasta 25 kW con los tubos de 70 mm.

Una de las razones de que los diámetros más pequeños ofrezcan un mayor calor intercambiado es que, para un mismo diámetro de carcasa, es posible introducir un mayor número de tubos, con el consiguiente aumento de superficie de intercambio.

Esto se muestra en el siguiente gráfico, a partir de la expresión (8):

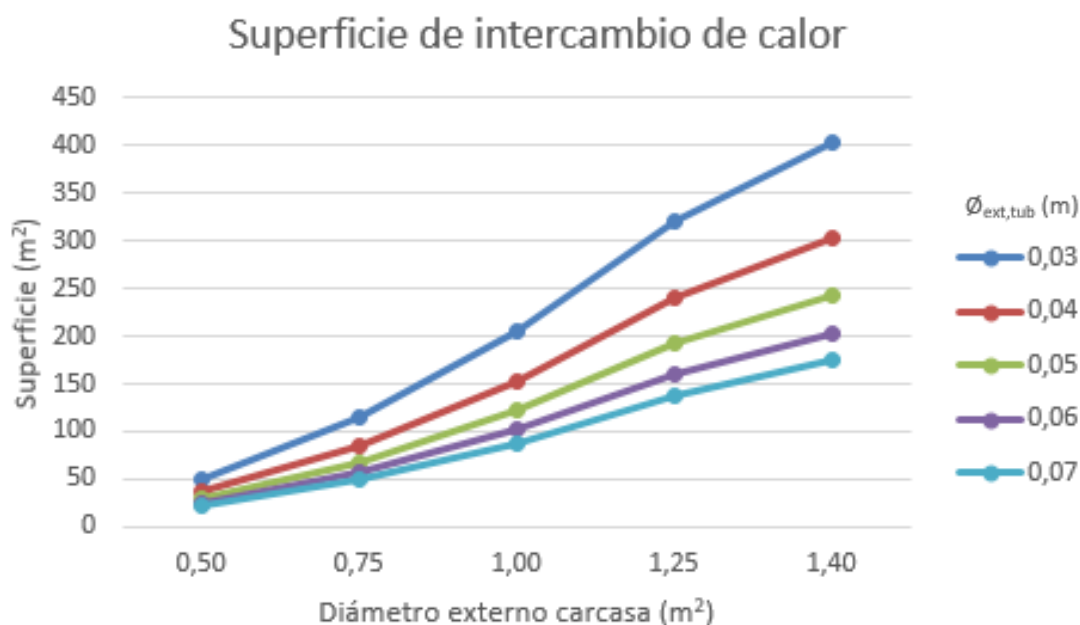


Figura 36.- Superficie de intercambio de calor en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

4.2.5. Temperaturas de salida

Las temperaturas de salida de los fluidos variarán con el calor transferido, pero no deben alcanzar bajo ningún concepto las temperaturas de condensación de los gases, puesto que de hacerlo se tendrían graves problemas de corrosión, y los cálculos realizados durante todo el proyecto se irían al traste, ya que no contemplan que ninguno de los fluidos se encuentre en la zona bifásica (gas más líquido).

A continuación se presentan las temperaturas de salida de los gases y del agua en función de la geometría del intercambiador, a partir de la expresión (10):

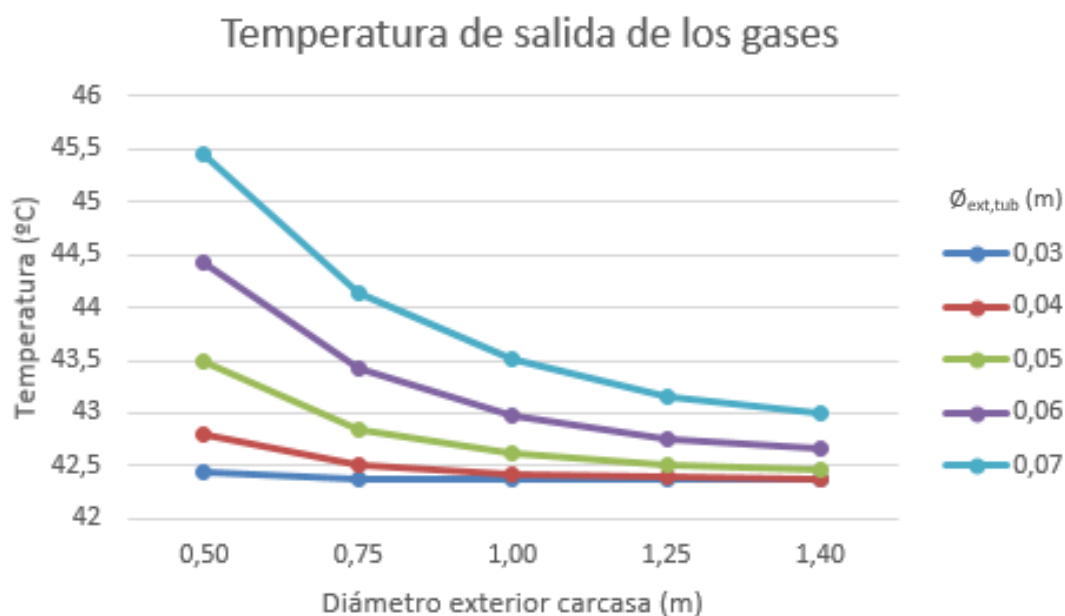


Figura 37.- Temperatura de salida de los gases en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

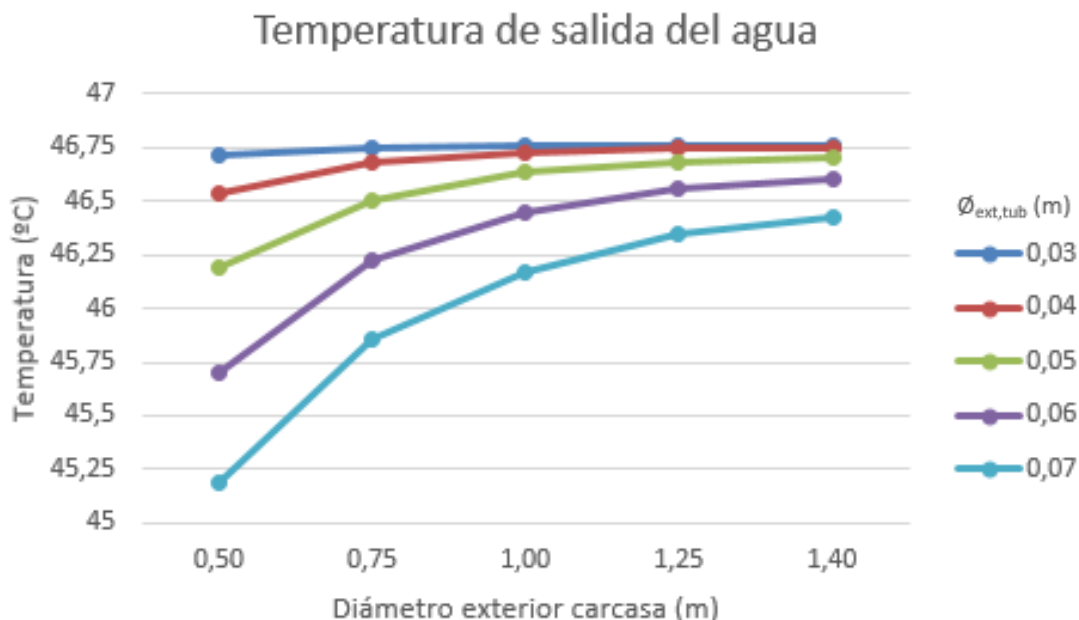


Figura 38.- Temperatura de salida del agua en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

Como se observa en la *Figura 37*, la temperatura de salida de los gases en ningún momento baja de los 42 °C, un valor muy por encima de las temperaturas de condensación del vapor de agua y el dióxido de azufre, de 26 °C y 24,2 °C, respectivamente, con lo cual se puede afirmar que no existe condensación en los gases.

Por lo que al agua se refiere, de la *Figura 38* se extrae que la temperatura de salida máxima no supera los 47 °C, con lo que tampoco existirán problemas por la evaporación del agua, que se dará a una temperatura mayor de 100 °C.

4.2.6. Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga en la carcasa carecen relativamente de importancia, siempre que no crezcan de forma desmesurada, pues la presión de bombeo del agua es un proceso controlado, y puede variarse en caso de ser necesario.

Las pérdidas de carga en los tubos son un factor crítico en el proceso. Tras una consulta con el personal especializado de la empresa, se han establecido unas pérdidas de carga máximas admisibles en los tubos de 2000 Pa.

A continuación se representan las pérdidas de carga en el lado de la carcasa y en el lado de los tubos, en función de la geometría del intercambiador, obtenidas mediante las expresiones (34) y (36):

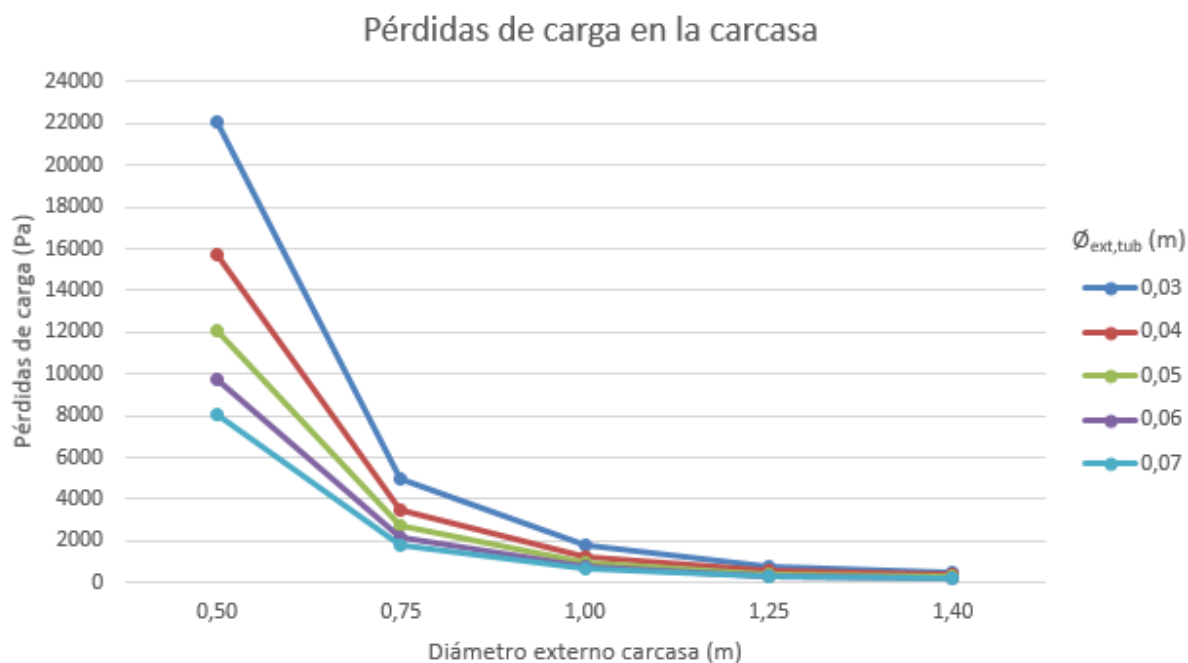


Figura 39.- Pérdidas de carga en la carcasa en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos

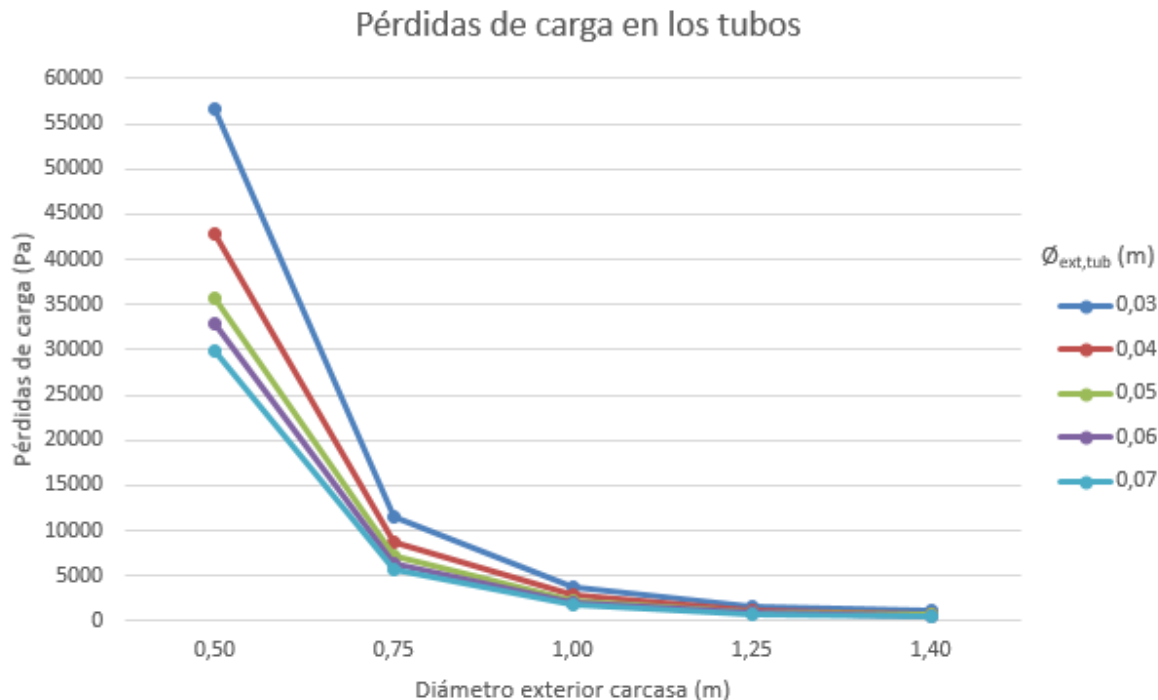


Figura 40.- Pérdidas de carga en los tubos en función de los diámetros externos de carcasa y tubos

Como puede observarse en la *Figura 39* y la *Figura 40*, las pérdidas de carga disminuyen con el tamaño de la carcasa. Esto se debe en ambos casos a que la velocidad másica de los fluidos disminuye al aumentar el tamaño de la carcasa.

Para el lado de los tubos, el número de tubos es proporcional al tamaño de la carcasa, y al aumentar el número de tubos, el caudal se divide en más partes, con lo que disminuye la velocidad másica. Para el lado de la carcasa, el principio es el mismo: un mayor diámetro implica una mayor área de paso del flujo, con la reducción de velocidad consiguiente.

Como ya se ha mencionado, las pérdidas de carga en la carcasa carecen relativamente de importancia, siempre que no crezcan de forma desmesurada, pues la presión de bombeo del agua es un proceso controlado, y puede variarse en caso de ser necesario.

El problema recae en las pérdidas de carga de los gases. Diámetros de carcasa menores o iguales a 1 m dejan de ser admisibles, independientemente del diámetro de los tubos (a excepción de los de 70 mm), puesto que las pérdidas de carga se vuelven insostenibles, llegando a casi 57 kPa para la menor de las geometrías estudiadas.

En caso de querer reducir más los diámetros de la instalación, habrá que empezar a reducir también la longitud de la misma, repitiendo el estudio de algunas de las prestaciones de funcionamiento, para asegurar que se cumplen con las restricciones impuestas.

4.3. Estudio de la reducción de la longitud en el proceso

Todo el estudio de la sección anterior se basa en la variación de la configuración del diámetro de la carcasa y el diámetro de los tubos. Sin embargo, la longitud se ha mantenido constante en todo momento, con un valor de 3,75 m, igual al del equipo actual.

A continuación, se volverá a realizar parte del estudio, pero variando la longitud del equipo. Pero previo a eso, hay que definir qué parámetros cambiarán con ella, para así no repetir cálculos innecesarios. A partir del análisis de las expresiones teóricas de los cálculos realizados, y de los gráficos obtenidos, se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- Los números de Reynolds crecen al disminuir los diámetros de carcasa y tubos, debido al aumento de la velocidad másica de los fluidos, pero en ningún momento dependen de la longitud del equipo, de modo que no varían con ella, y por lo tanto no se volverán a representar.
- La superficie de intercambio de calor disminuirá al reducir la longitud del equipo, y, por consiguiente, lo hará también el calor transferido, de modo que éste si deberá analizarse de nuevo.
- Los coeficientes de convección y el coeficiente global de transmisión de calor no dependen de la longitud del intercambiador, con lo cual se mantendrán constantes, y no se volverán a analizar.
- La variación del calor transferido repercutirá en un cambio en las temperaturas de salida de los fluidos. Si bien éstas no alcanzarán los valores inadmisibles establecidos, ya que serán menos extremas que las ya calculadas, deben volverse a obtener igualmente, pues son una de las especificaciones finales de la instalación propuesta.
- Las pérdidas de carga dependen de la longitud, y disminuyen con ella. Será importante determinarlas de nuevo, y establecer así cuál puede ser la configuración geométrica más pequeña posible, en función de éstas.

Así pues, a continuación se procede a realizar de nuevo el análisis de la geometría del intercambiador en el proceso, pero variando también la longitud del equipo, con el objetivo de obtener una instalación que asemeje el intercambio de calor al proceso actual, y reduzca además sus dimensiones. Según lo establecido, la longitud dejará de reducirse en cuanto se empiecen a alcanzar valores de calor transferido menores a los 100 kW, siempre sin bajar de un valor límite de 1 m de largo.

4.3.1. Longitud del equipo = 3 m

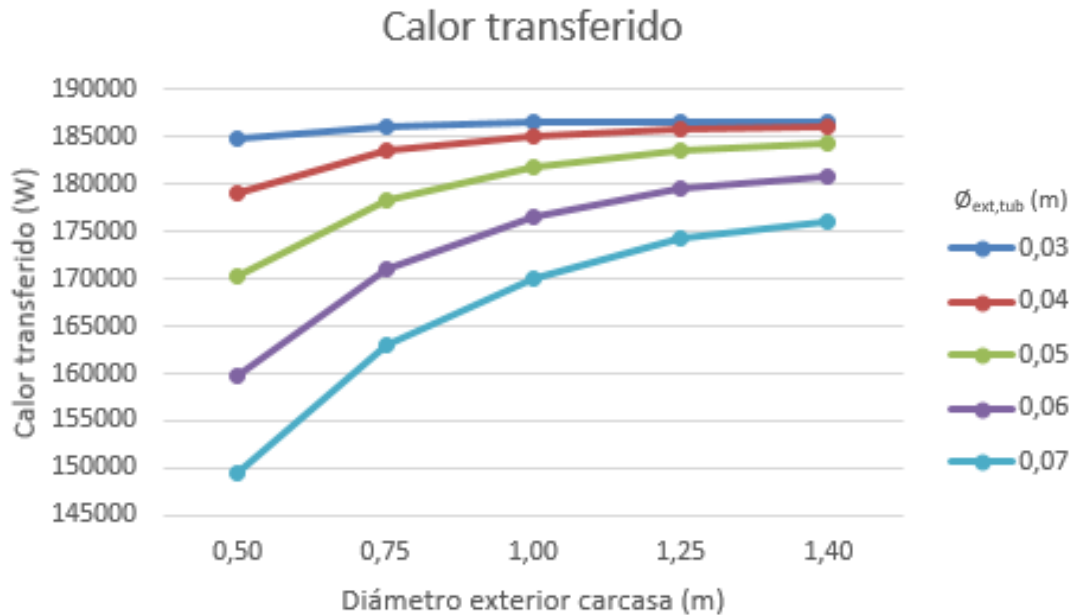


Figura 41.- Calor transferido en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 3 m

Como era de esperar, al disminuir la longitud del equipo, el calor transferido también disminuye. Para la longitud anterior, en el peor de los casos, este calor transferido era superior a 160 kW; ahora, en esa misma situación, este valor ha bajado hasta los 150 kW, pero sigue muy por encima aún de los 100 kW limitantes del proceso, indicativo de que la longitud puede seguir disminuyéndose.

El decremento de potencia térmica transferida se debe a la reducción consiguiente de la superficie de intercambio de calor:

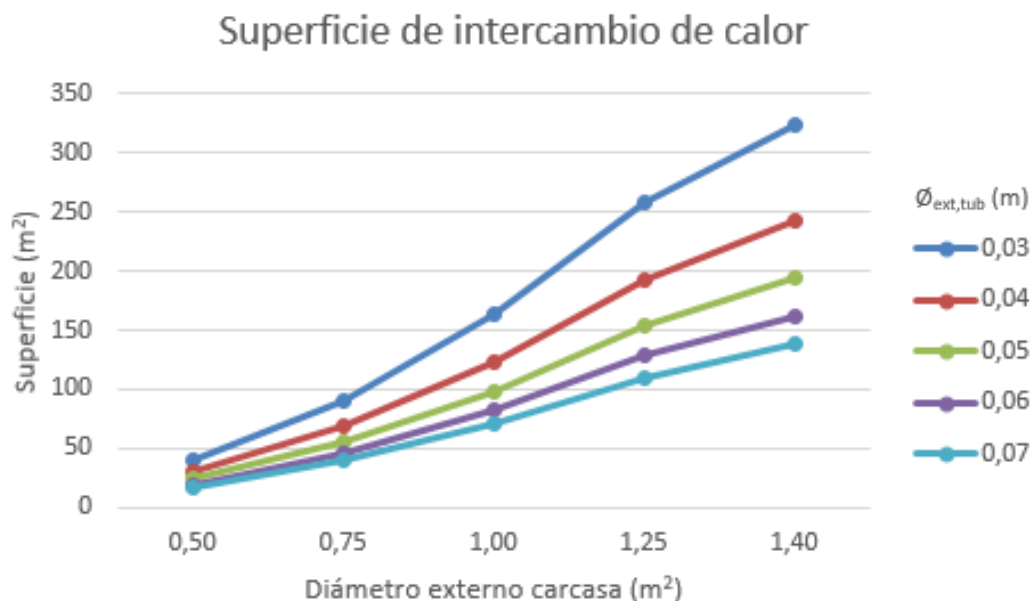


Figura 42.- Superficie de intercambio de calor en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 3 m

Es interesante observar que, al igual que ocurría con la longitud de 3,75 m, a partir de unos aproximadamente 100 m² de superficie de intercambio de calor, el aumento de potencia intercambiada se vuelve ínfimo:

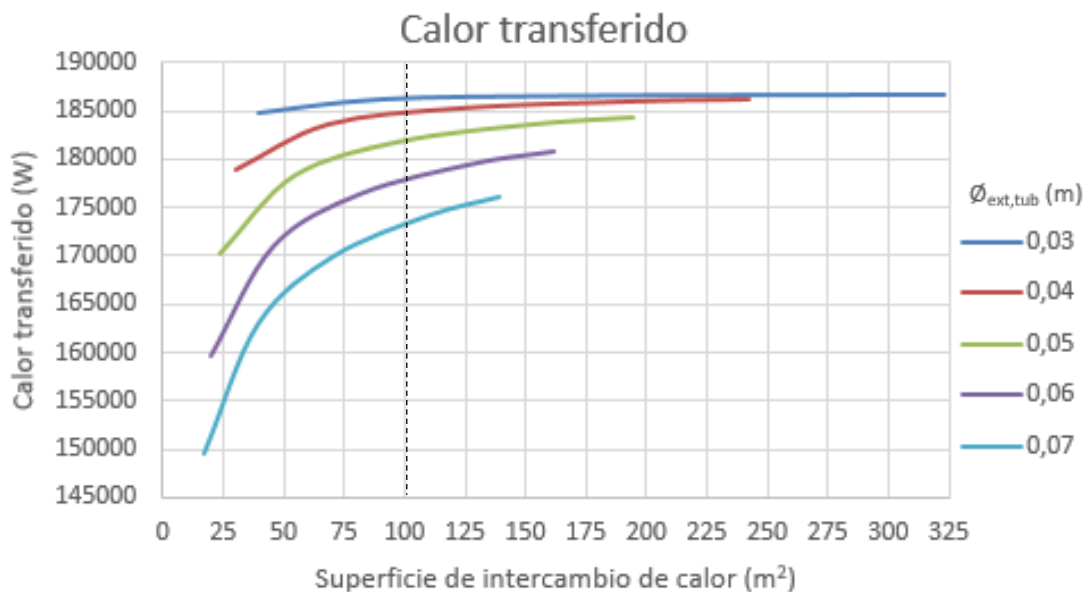


Figura 43.- Calor transferido en función de la superficie de intercambio de calor, longitud = 3 m

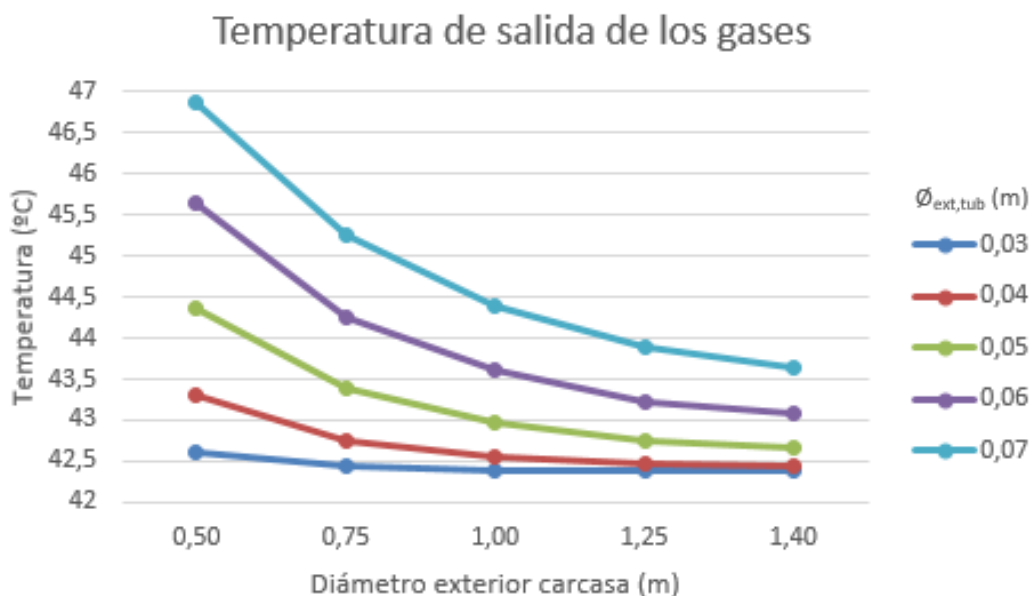


Figura 44.- Temperatura de salida de los gases en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 3 m

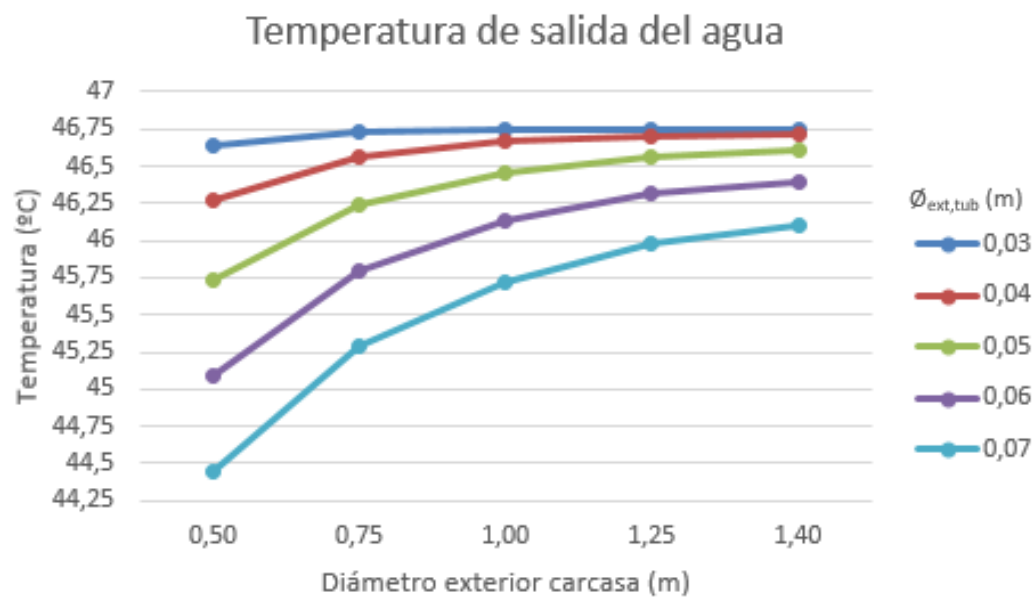


Figura 45.- Temperatura de salida del agua en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 3 m

Dado que el calor transferido se ha visto disminuido con la reducción de longitud, el proceso de enfriamiento también es menor, es decir, la temperatura de salida del agua es menor, y la de los gases, mayor.

Puede que la parte más interesante del análisis del efecto de la longitud en el proceso de intercambio de calor sea ver cómo afecta a las pérdidas de carga.

Las pérdidas de carga en los tubos, que son las que limitan las geometrías posibles, disminuyen al acortar el equipo, lo cual permite suponer combinaciones geométricas más compactas, que es lo que se pretende lograr.

Si con una longitud de 3,75 m, la menor geometría posible era la de 1 m de diámetro de carcasa con tubos de 70 mm de diámetro, al haber reducido la longitud a 3 m, ahora es posible pasar a tubos de 60 mm, logrando aproximadamente unos 7 kW más de calor transferido.

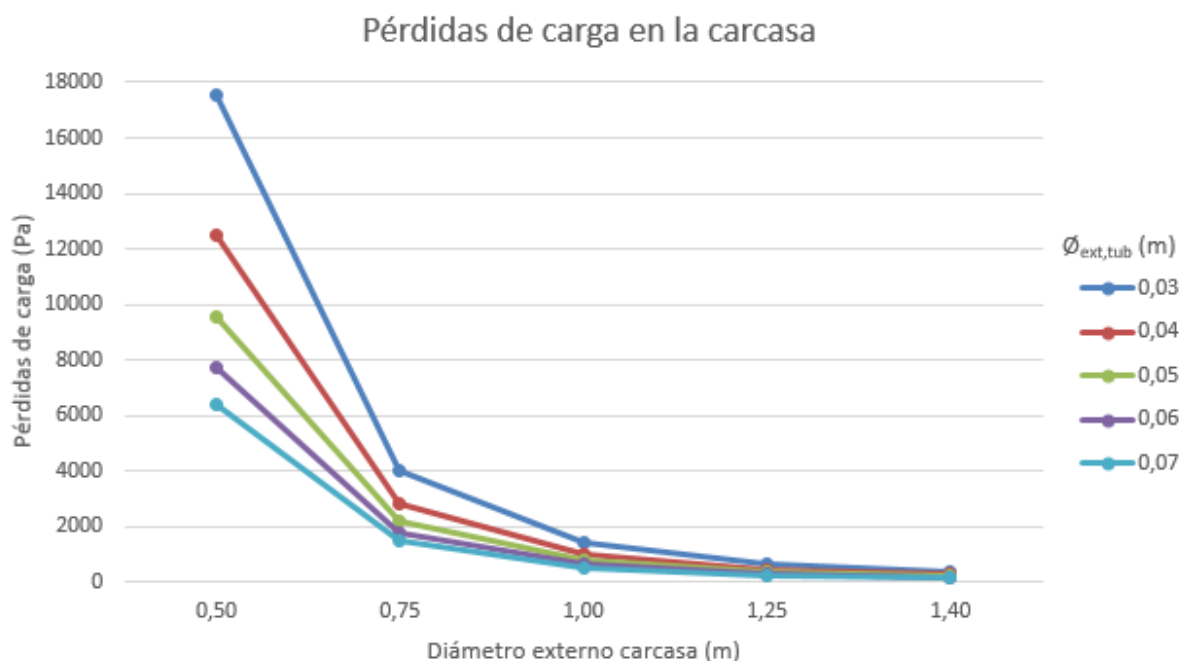


Figura 46.- Pérdidas de carga en la carcasa en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 3 m

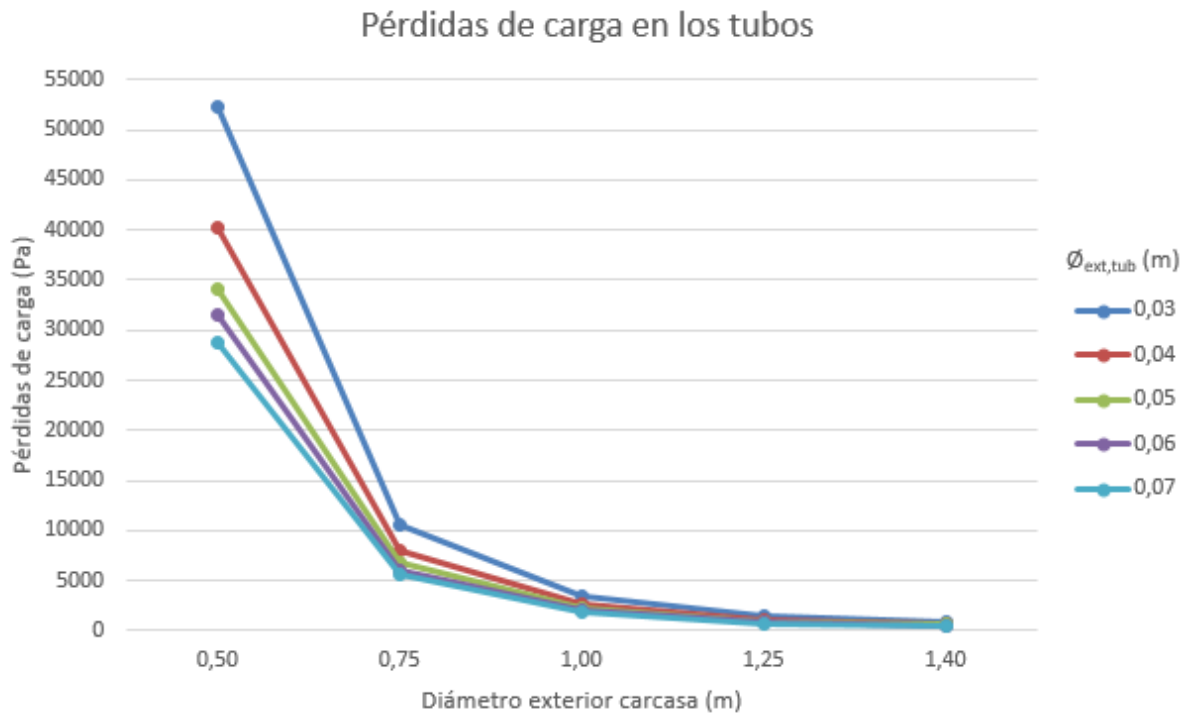


Figura 47.- Pérdidas de carga en los tubos en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 3 m

Visto cómo afecta la longitud a los diferentes parámetros de estudio, se puede concluir que, cuánto más corto es el equipo, menor es el calor transferido, pero se pueden lograr combinaciones geométricas más compactas.

A continuación se sigue reduciendo la longitud del intercambiador, hasta llegar alcanzar valores de calor transferido menores a los 100 kW, siempre sin bajar de un valor límite de 1 m de largo.

4.3.2. Longitud del equipo = 2 m

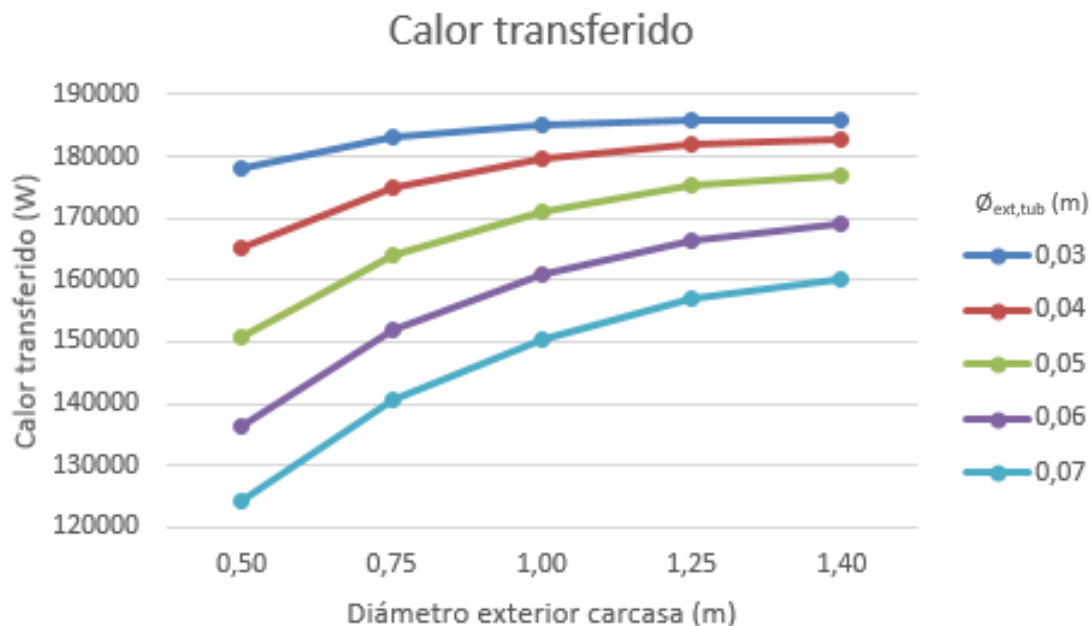


Figura 48.- Calor transferido en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 2 m

El calor transferido sigue disminuyendo con la longitud. Para una longitud de 2 m, el valor mínimo es de aproximadamente 125 kW, todavía superior a los 100 kW limitantes.

Las temperaturas de salida de los fluidos siguen acercándose cada vez más a las temperaturas de entrada correspondientes, puesto que el calor transferido es cada vez menor.

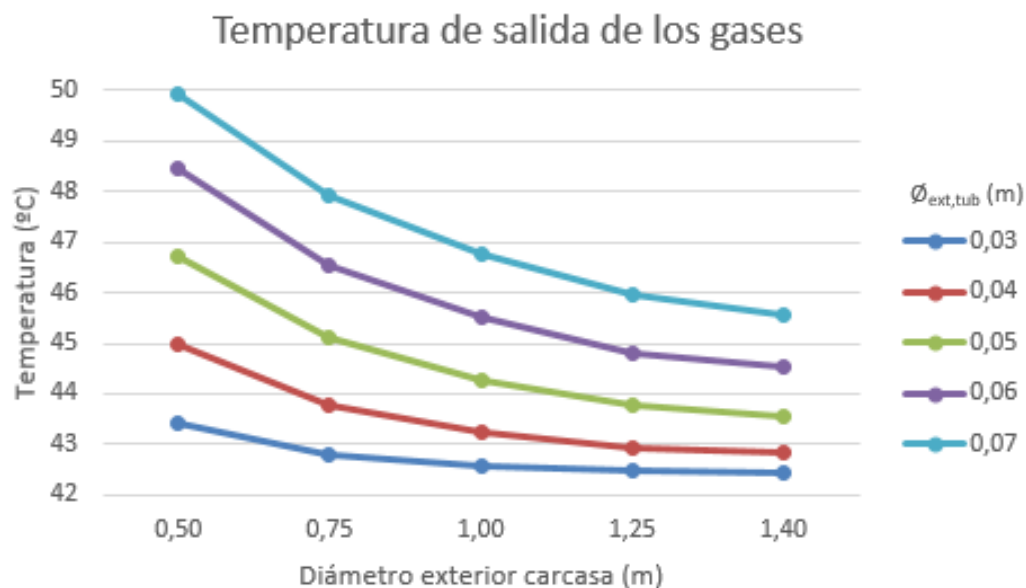


Figura 49.- Temperatura de salida de los gases en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 2 m

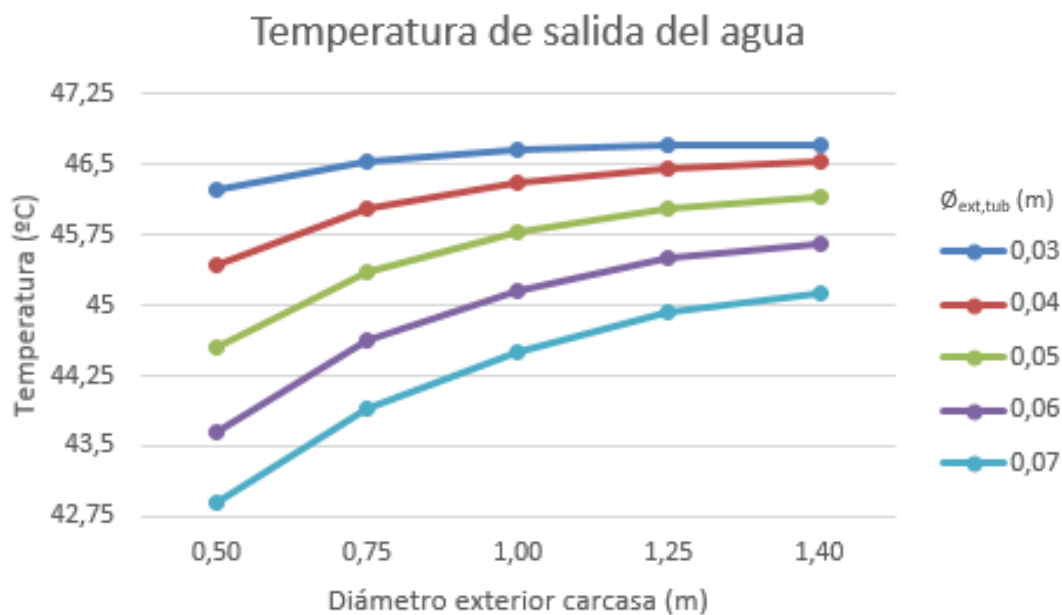


Figura 50.- Temperatura de salida del agua en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 2 m

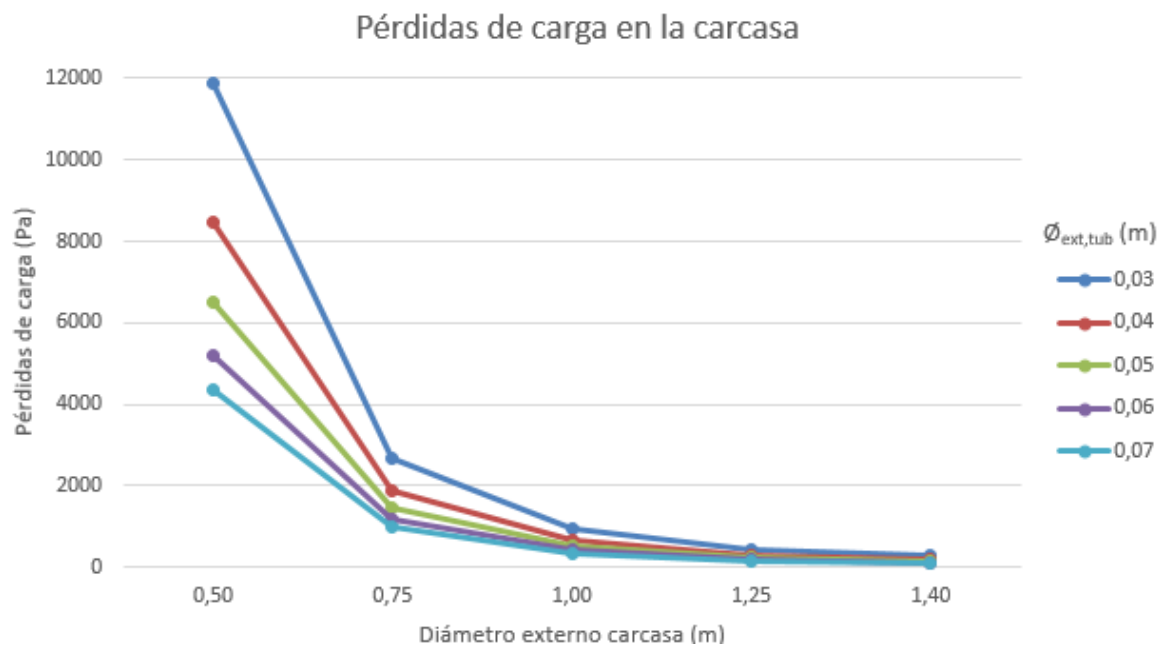


Figura 51.- Pérdidas de carga en la carcasa en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 2 m

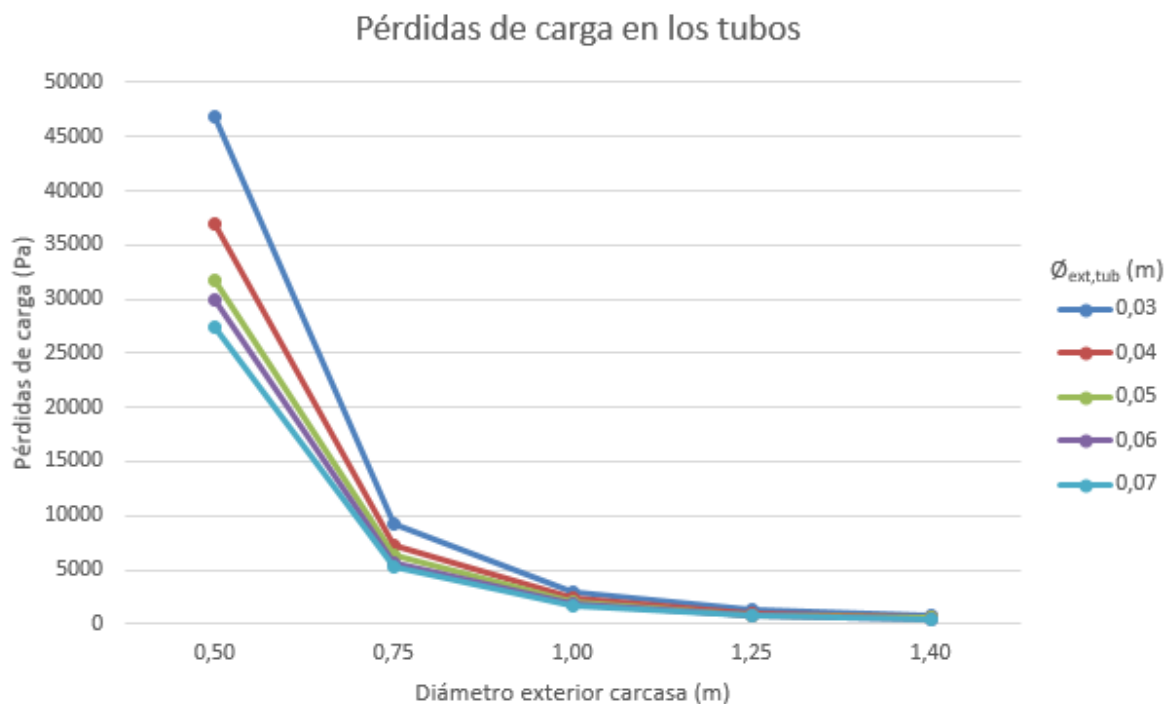


Figura 52.- Pérdidas de carga en los tubos en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 2 m

Las pérdidas de carga son también cada vez menores. Ahora ya son admisibles los tubos de 50 mm de diámetro en una carcasa de 1 m de diámetro.

A continuación se realiza la última de las suposiciones: una longitud límite de 1 m.

4.3.3. Longitud del equipo = 1 m

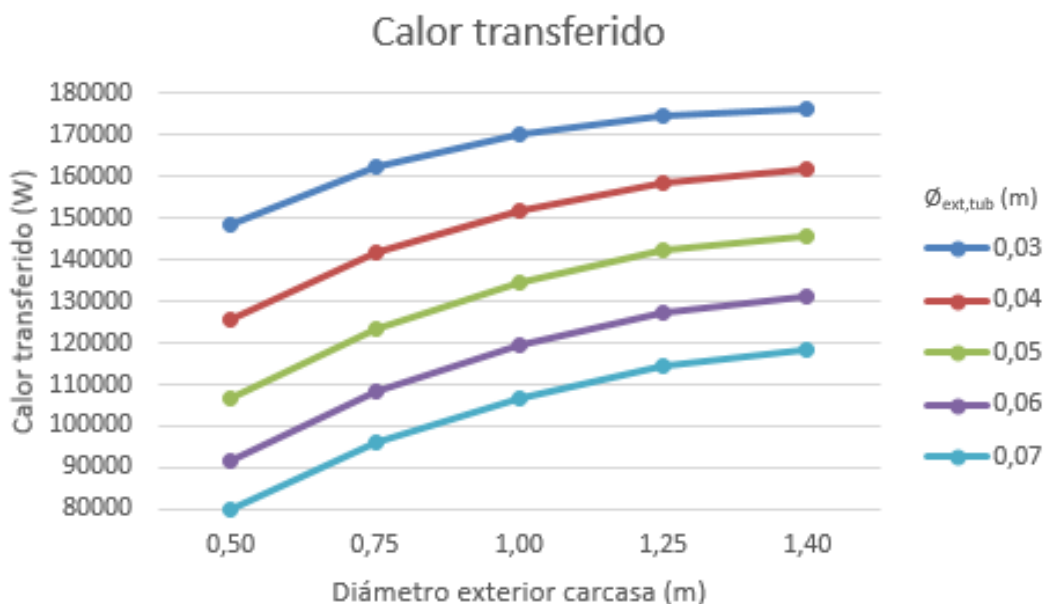


Figura 53.- Calor transferido en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 1 m

Se ha establecido una longitud de 1 m, que es la mínima posible. A su vez, se observa en la Figura 53 como ya se está empezando a bajar de los 100 kW de calor transferido para ciertas geometrías, de modo que el tamaño del equipo no podrá reducirse más.

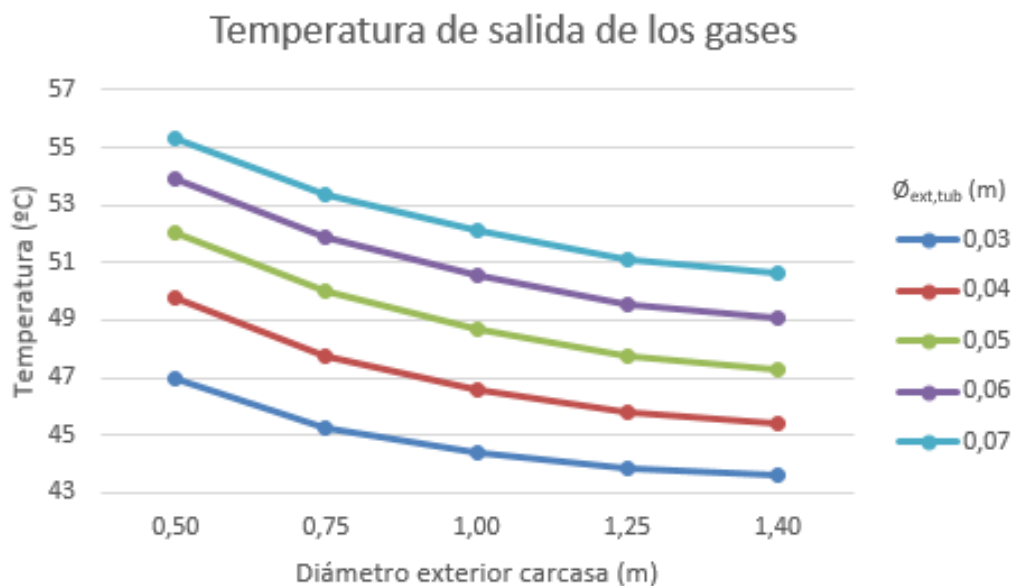


Figura 54.- Temperatura de salida de los gases en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 1 m

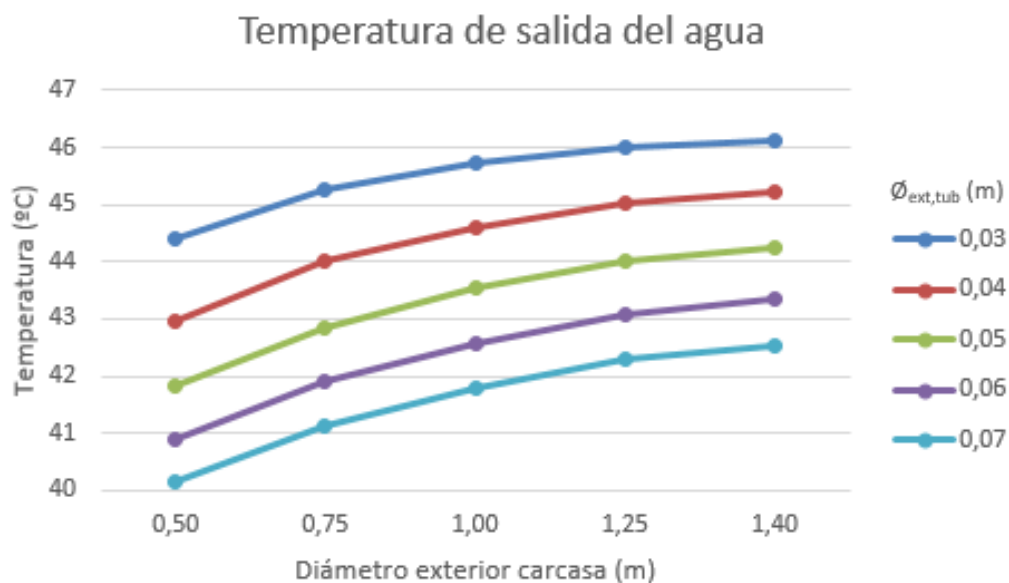


Figura 55.- Temperatura de salida del agua en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 1 m

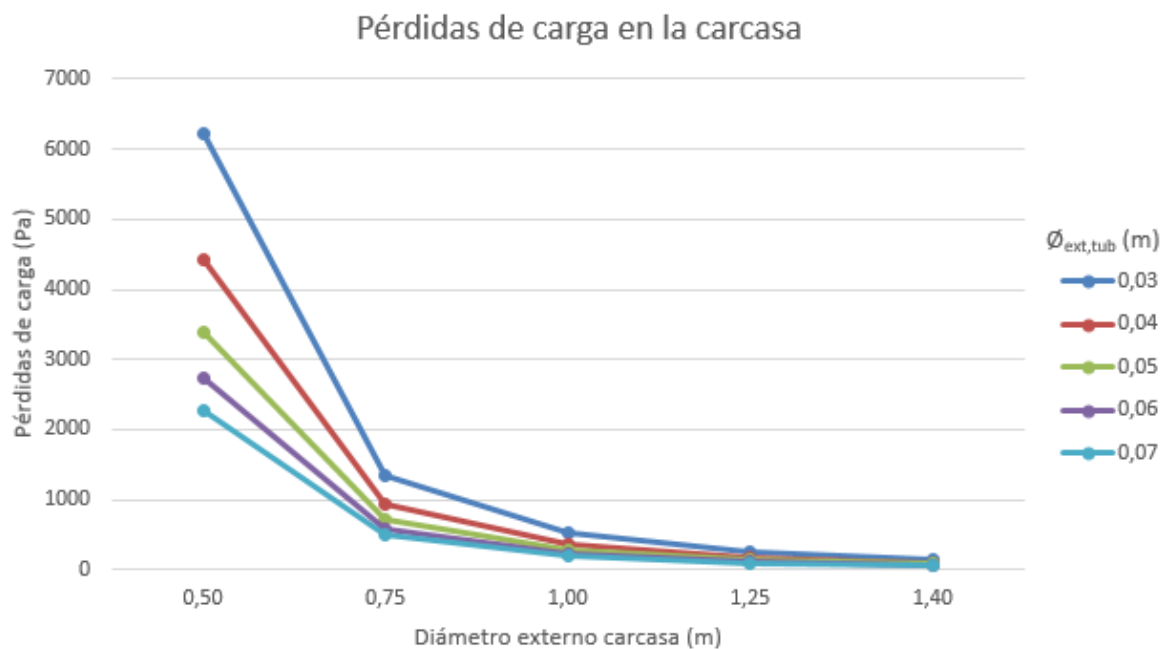


Figura 56.- Pérdidas de carga en la carcasa en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 1 m

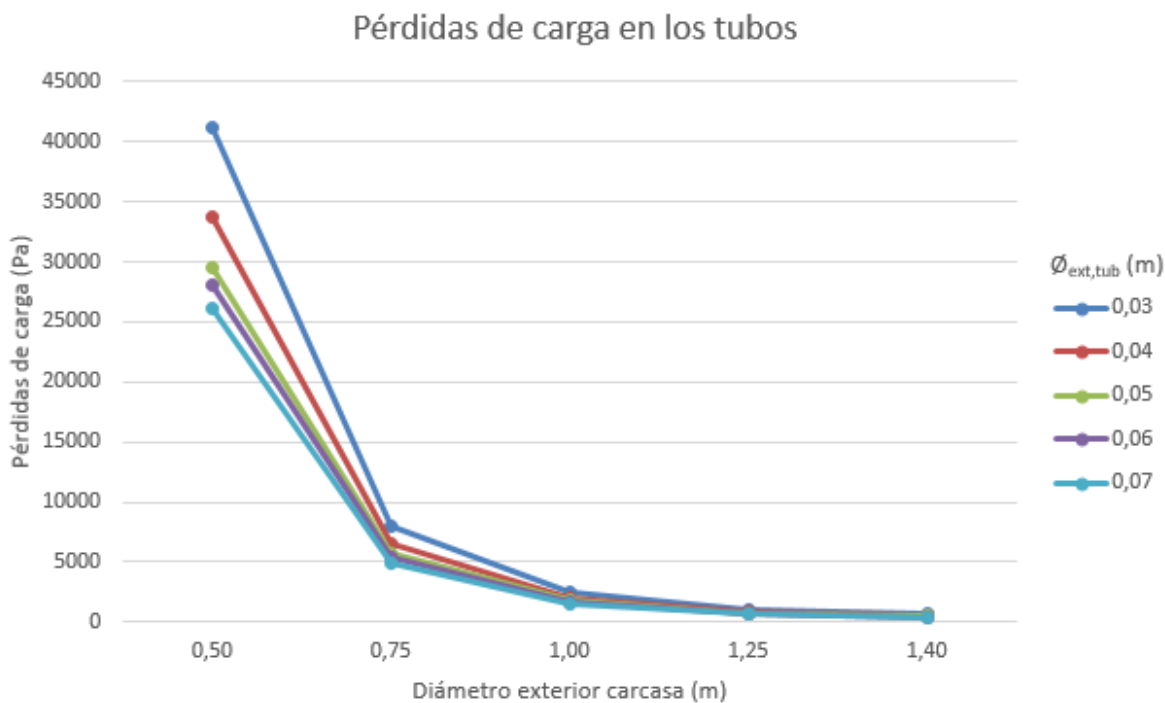


Figura 57.- Pérdidas de carga en los tubos en función de los diámetros externos de la carcasa y los tubos, longitud = 1 m

Las pérdidas de carga, si bien han vuelto a disminuir, no desbloquean ninguna configuración geométrica nueva, lo que significa que la menor geometría posible que cumpla con las condiciones de calor transferido, números de Reynolds, temperaturas de salida de los fluidos y pérdidas de carga, es un intercambiador de 1 m de longitud, 1 m de diámetro de carcasa y tubos de 50 mm de diámetro.

4.4. Tablas de resultados

A continuación se presentan, en forma de tablas, los datos y resultados obtenidos durante el estudio de la geometría y la longitud en el proceso, a partir de los cuales se han realizado los gráficos de la sección anterior:

Tabla 32.- Resultados (longitud = 3,75 m)

$\phi_{\text{ext, carc}}$ (m)	$\phi_{\text{ext, tub}}$ (m)	nº tubos	G_{tubos} (kg/m ² ·s)	G_{carcasa} (kg/m ² ·s)	Re_{gases}	Re_{agua}	h_{tubos} (W/m ² ·K)	h_{carcasa} (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	Q (kW)	$T_{\text{out, gases}}$ (°C)	$T_{\text{out, agua}}$ (°C)	ΔP_{tubos} (kPa)	$\Delta P_{\text{carcasa}}$ (kPa)
0,50	0,03	140	111,04	412,25	157594	12854	1564	2797	818,6	186,04	42,45	46,72	56,6	22,1
	0,04	79	102,65		201703	17139	1376	2493	750,4	183,09	42,81	46,53	42,73	15,7
	0,05	51	97,38		244520	21423	1256	2280,1	701	177,48	43,5	46,19	35,71	12,05
	0,06	35	95,75		292676	25708	1191,4	2120	669,9	169,63	44,44	45,7	32,84	9,7
	0,07	26	92,79		334292	29993	1124,4	1993	638,5	161,27	45,45	45,18	29,8	8,08
0,75	0,03	322	48,28	179,25	68519	5589	803,2	1697	464,7	186,57	42,4	46,75	11,51	4,94
	0,04	181	44,8		88036	7452	709	1512,5	425,1	185,53	42,51	46,68	8,6	3,51
	0,05	116	42,81		107504	9315	651	1383,3	397,6	182,69	42,85	46,51	7,21	2,69
	0,06	81	41,37		126465	11178	609	1286,1	376,1	178,06	43,42	46,22	6,36	2,17
	0,07	60	40,21		144860	13041	576	1209,1	358,5	172,16	44,13	45,87	5,77	1,81
1	0,03	579	26,85	99,74	38105	3110	502,3	1193,7	306,7	186,67	42,37	46,75	3,78	1,76
	0,04	326	24,87		48879	4146	443	1064	279,8	186,23	42,42	46,73	2,78	1,25
	0,05	209	23,76		59667	5183	406,4	973,1	261,5	184,67	42,6	46,63	2,3	0,96
	0,06	145	23,11		70646	6220	382,2	904,7	248,1	181,62	42,98	46,44	2,05	0,77
	0,07	107	22,55		81230	7256	363	850,6	236,8	177,27	43,5	46,17	1,86	0,64
1,25	0,03	910	17,08	63,42	24245	1977	350	909,8	221,1	186,68	42,37	46,76	1,61	0,78
	0,04	512	15,84		31122	2636	309	810,9	201,7	186,48	42,4	46,74	1,17	0,55
	0,05	328	15,14		38020	3295	283,4	741,6	188,5	185,55	42,5	46,69	0,97	0,42
	0,06	228	14,7		44928	3955	266,1	689,5	178,6	183,48	42,76	46,56	0,85	0,34
	0,07	167	14,45		52045	4614	254	648,2	171,2	180,16	43,16	46,35	0,78	0,28
1,40	0,03	1144	13,59	50,42	19286	1572	291,3	792,8	187	186,69	42,37	46,76	1,05	0,5
	0,04	644	12,59		24743	2096	257	706,6	170,5	186,55	42,39	46,75	0,76	0,36
	0,05	412	12,05		30268	2620	236,2	646,3	159,4	185,86	42,47	46,71	0,62	0,27
	0,06	286	11,72		35817	3144	222	600,8	151,2	184,17	42,67	46,6	0,55	0,22
	0,07	211	11,43		41192	3668	211	564,9	144,4	181,4	43,01	46,43	0,5	0,18

Tabla 33.- Resultados (longitud = 3 m)

$\phi_{\text{ext, carc}}$ (m)	$\phi_{\text{ext, tub}}$ (m)	nº tubos	G_{tubos} (kg/m ² ·s)	G_{carcasa} (kg/m ² ·s)	Re_{gases}	Re_{agua}	h_{tubos} (W/m ² ·K)	h_{carcasa} (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	Q (kW)	$T_{\text{out, gases}}$ (°C)	$T_{\text{out, agua}}$ (°C)	ΔP_{tubos} (kPa)	$\Delta P_{\text{carcasa}}$ (kPa)
0,50	0,03	140	111,04	412,25	157594	12854	1564	2797	818,6	184,73	42,61	46,64	52,41	17,57
	0,04	79	102,65		201703	17139	1376	2493	750,4	178,97	43,3	46,28	40,25	12,48
	0,05	51	97,38		244520	21423	1256	2280,1	701	170,26	44,36	45,74	34,03	9,57
	0,06	35	95,75		292676	25708	1191,4	2120	669,9	159,7	45,64	45,09	31,55	7,71
	0,07	26	92,79		334292	29993	1124,4	1993	638,5	149,44	46,88	44,45	28,8	6,42
0,75	0,03	322	48,28	179,25	68519	5589	803,2	1697	464,7	186,18	42,43	46,72	10,55	3,99
	0,04	181	44,8		88036	7452	709	1512,5	425,1	183,36	42,75	46,56	8,04	2,83
	0,05	116	42,81		107504	9315	651	1383,3	397,6	178,29	43,39	46,24	6,82	2,17
	0,06	81	41,37		126465	11178	609	1286,1	376,1	171,1	44,26	45,79	6,07	1,75
	0,07	60	40,21		144860	13041	576	1209,1	358,5	162,97	45,24	45,29	5,55	1,46
1	0,03	579	26,85	99,74	38105	3110	502,3	1193,7	306,7	186,52	42,39	46,75	3,44	1,41
	0,04	326	24,87		48879	4146	443	1064	279,8	185,2	42,55	46,66	2,58	1
	0,05	209	23,76		59667	5183	406,4	973,1	261,5	181,84	42,96	46,46	2,17	0,78
	0,06	145	23,11		70646	6220	382,2	904,7	248,1	176,53	43,6	46,13	1,94	0,62
	0,07	107	22,55		81230	7256	363	850,6	236,8	169,97	44,4	45,72	1,78	0,51
1,25	0,03	910	17,08	63,42	24245	1977	350	909,8	221,1	186,62	42,38	46,75	1,46	0,63
	0,04	512	15,84		31122	2636	309	810,9	201,7	185,88	42,47	46,71	1,08	0,45
	0,05	328	15,14		38020	3295	283,4	741,6	188,5	183,63	42,74	46,57	0,91	0,34
	0,06	228	14,7		44928	3955	266,1	689,5	178,6	179,65	43,22	46,32	0,8	0,28
	0,07	167	14,45		52045	4614	254	648,2	171,2	174,24	43,88	45,99	0,75	0,23
1,40	0,03	1144	13,59	50,42	19286	1572	291,3	792,8	187	186,65	42,37	46,75	0,94	0,4
	0,04	644	12,59		24743	2096	257	706,6	170,5	186,11	42,44	46,72	0,7	0,28
	0,05	412	12,05		30268	2620	236,2	646,3	159,4	184,3	42,66	46,61	0,58	0,22
	0,06	286	11,72		35817	3144	222	600,8	151,2	180,9	43,07	46,4	0,52	0,17
	0,07	211	11,43		41192	3668	211	564,9	144,4	176,18	43,64	46,11	0,47	0,14

Tabla 34.- Resultados (longitud = 2 m)

$\phi_{\text{ext, carc}}$ (m)	$\phi_{\text{ext, tub}}$ (m)	nº tubos	G_{tubos} (kg/m ² ·s)	G_{carcasa} (kg/m ² ·s)	Re_{gases}	Re_{agua}	h_{tubos} (W/m ² ·K)	h_{carcasa} (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	Q (kW)	$T_{\text{out, gases}}$ (°C)	$T_{\text{out, agua}}$ (°C)	ΔP_{tubos} (kPa)	$\Delta P_{\text{carcasa}}$ (kPa)
0,50	0,03	140	111,04	412,25	157594	12854	1564	2797	818,6	178,14	43,41	46,23	46,78	11,9
	0,04	79	102,65		201703	17139	1376	2493	750,4	165,2	44,97	45,43	36,96	8,45
	0,05	51	97,38		244520	21423	1256	2280,1	701	150,87	46,71	44,54	31,8	6,49
	0,06	35	95,75		292676	25708	1191,4	2120	669,9	136,49	48,45	43,65	29,84	5,22
	0,07	26	92,79		334292	29993	1124,4	1993	638,5	124,17	49,95	42,89	27,47	4,35
0,75	0,03	322	48,28	179,25	68519	5589	803,2	1697	464,7	183,22	42,79	46,54	9,27	2,66
	0,04	181	44,8		88036	7452	709	1512,5	425,1	175,02	43,78	46,03	7,29	1,89
	0,05	116	42,81		107504	9315	651	1383,3	397,6	163,93	45,12	45,35	6,31	1,45
	0,06	81	41,37		126465	11178	609	1286,1	376,1	152,11	46,56	44,62	5,69	1,17
	0,07	60	40,21		144860	13041	576	1209,1	358,5	140,71	47,94	43,91	5,25	0,97
1	0,03	579	26,85	99,74	38105	3110	502,3	1193,7	306,7	184,99	42,57	46,65	2,98	0,97
	0,04	326	24,87		48879	4146	443	1064	279,8	179,56	43,23	46,31	2,31	0,69
	0,05	209	23,76		59667	5183	406,4	973,1	261,5	170,97	44,27	45,78	1,99	0,53
	0,06	145	23,11		70646	6220	382,2	904,7	248,1	160,81	45,51	45,15	1,81	0,43
	0,07	107	22,55		81230	7256	363	850,6	236,8	150,44	46,76	44,51	1,68	0,35
1,25	0,03	910	17,08	63,42	24245	1977	350	909,8	221,1	185,77	42,48	46,7	1,25	0,44
	0,04	512	15,84		31122	2636	309	810,9	201,7	181,97	42,94	46,46	0,96	0,31
	0,05	328	15,14		38020	3295	283,4	741,6	188,5	175,16	43,77	46,04	0,82	0,24
	0,06	228	14,7		44928	3955	266,1	689,5	178,6	166,5	44,82	45,51	0,74	0,19
	0,07	167	14,45		52045	4614	254	648,2	171,2	157,01	45,97	44,92	0,7	0,16
1,40	0,03	1144	13,59	50,42	19286	1572	291,3	792,8	187	186,02	42,45	46,72	0,81	0,29
	0,04	644	12,59		24743	2096	257	706,6	170,5	182,91	42,83	46,52	0,62	0,2
	0,05	412	12,05		30268	2620	236,2	646,3	159,4	176,92	43,55	46,15	0,53	0,16
	0,06	286	11,72		35817	3144	222	600,8	151,2	168,98	44,52	45,66	0,48	0,13
	0,07	211	11,43		41192	3668	211	564,9	144,4	160,21	45,58	45,12	0,44	0,11

Tabla 35.- Resultados (longitud = 1 m)

$\phi_{\text{ext, carc}}$ (m)	$\phi_{\text{ext, tub}}$ (m)	nº tubos	G_{tubos} (kg/m ² ·s)	G_{carcasa} (kg/m ² ·s)	Re_{gases}	Re_{agua}	h_{tubos} (W/m ² ·K)	h_{carcasa} (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	Q (kW)	$T_{\text{out, gases}}$ (°C)	$T_{\text{out, agua}}$ (°C)	ΔP_{tubos} (kPa)	$\Delta P_{\text{carcasa}}$ (kPa)
0,50	0,03	140	111,04	412,25	157594	12854	1564	2797	818,6	148,64	46,98	44,4	41,16	6,23
	0,04	79	102,65		201703	17139	1376	2493	750,4	125,48	49,79	42,97	33,66	4,43
	0,05	51	97,38		244520	21423	1256	2280,1	701	106,91	52,04	41,82	29,56	3,4
	0,06	35	95,75		292676	25708	1191,4	2120	669,9	91,61	53,89	40,87	28,13	2,74
	0,07	26	92,79		334292	29993	1124,4	1993	638,5	80,13	55,29	40,16	26,14	2,28
0,75	0,03	322	48,28	179,25	68519	5589	803,2	1697	464,7	162,68	45,28	45,27	7,99	1,33
	0,04	181	44,8		88036	7452	709	1512,5	425,1	142,05	47,78	43,99	6,53	0,94
	0,05	116	42,81		107504	9315	651	1383,3	397,6	123,65	50,01	42,85	5,8	0,72
	0,06	81	41,37		126465	11178	609	1286,1	376,1	108,36	51,86	41,91	5,31	0,58
	0,07	60	40,21		144860	13041	576	1209,1	358,5	95,86	53,38	41,13	4,96	0,49
1	0,03	579	26,85	99,74	38105	3110	502,3	1193,7	306,7	170	44,39	45,72	2,53	0,53
	0,04	326	24,87		48879	4146	443	1064	279,8	152,02	46,57	44,61	2,05	0,38
	0,05	209	23,76		59667	5183	406,4	973,1	261,5	134,63	48,68	43,53	1,81	0,29
	0,06	145	23,11		70646	6220	382,2	904,7	248,1	119,3	50,54	42,59	1,67	0,23
	0,07	107	22,55		81230	7256	363	850,6	236,8	106,41	52,1	41,79	1,57	0,19
1,25	0,03	910	17,08	63,42	24245	1977	350	909,8	221,1	174,4	43,86	46	1,05	0,24
	0,04	512	15,84		31122	2636	309	810,9	201,7	158,62	45,77	45,02	0,84	0,17
	0,05	328	15,14		38020	3295	283,4	741,6	188,5	142,31	47,75	44,01	0,74	0,13
	0,06	228	14,7		44928	3955	266,1	689,5	178,6	127,43	49,55	43,09	0,68	0,11
	0,07	167	14,45		52045	4614	254	648,2	171,2	114,33	51,14	42,28	0,65	0,09
1,40	0,03	1144	13,59	50,42	19286	1572	291,3	792,8	187	176,27	43,63	46,11	0,67	0,14
	0,04	644	12,59		24743	2096	257	706,6	170,5	161,64	45,41	45,21	0,54	0,1
	0,05	412	12,05		30268	2620	236,2	646,3	159,4	145,96	47,31	44,23	0,47	0,08
	0,06	286	11,72		35817	3144	222	600,8	151,2	131,33	49,08	43,33	0,44	0,06
	0,07	211	11,43		41192	3668	211	564,9	144,4	118,5	50,64	42,54	0,41	0,05

4.5. Conclusiones

Tras los diferentes estudios y cálculos realizados, y el análisis de los resultados obtenidos, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El calor transferible por el intercambiador aumenta al disminuir el diámetro de los tubos, manteniendo el mismo diámetro de carcasa. Esto se debe a que, para un mismo diámetro de carcasa, un diámetro de tubo menor permite introducir un mayor número de tubos, con lo que la superficie de intercambio aumenta de forma considerable.
- A partir de cierto tamaño del equipo, el aumento del calor transferido se vuelve prácticamente nulo.
- Cuánto más pequeña es la instalación, más alto es el coeficiente global de transmisión de calor, ya que depende en gran medida de los coeficientes de convección de los fluidos del intercambiador, y éstos de la velocidad másica de los fluidos. A menor tamaño, mayores velocidades, mayores coeficientes de convección, mayor coeficiente global de transmisión de calor, y por lo tanto mayor calor transferido.
- Las temperaturas de salida de los fluidos varían con el calor transferido. A mayor calor transferido, manteniendo los caudales y las temperaturas de entrada de los fluidos constantes, las temperaturas de salida se vuelven más extremas.
- Cuanto menores sean los diámetros de carcasa y tubos, mayores son las pérdidas de carga. Para el lado de los tubos, menores diámetros de carcasa implican menos tubos, con lo que la velocidad másica de los gases aumenta, y con ella las pérdidas de carga. En el lado de la carcasa, al disminuir el diámetro disminuye la sección de paso del flujo, lo que implica una mayor velocidad másica del agua, con el consiguiente aumento de las pérdidas de carga.
- La longitud del equipo afecta de forma significativa al proceso. Una mayor longitud repercutirá en una mayor superficie de intercambio de calor, con lo cual el calor transferido se verá incrementado. Sin embargo, una longitud mayor también introduce mayores pérdidas de carga.

5. DISEÑO INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO

5.1. Introducción

Una vez estudiado el efecto de la geometría en el proceso de intercambio de calor en un intercambiador de carcasa-tubos, se propone ahora realizar el diseño de un intercambiador de banco de tubos de flujo cruzado, que, junto al carcasa-tubos, es uno de los tipos de intercambiador más comunes en la industria actual, con el objetivo de añadir una alternativa más a las instalaciones propuestas, y comparar las prestaciones que ofrece éste en comparación con el carcasa-tubos.

Las hipótesis y simplificaciones de cálculo que se adoptan son las mismas que para los cálculos de secciones anteriores, así como la nomenclatura utilizada.

A continuación, se realizará todo el proceso de cálculo para un intercambiador de banco de tubos de flujo cruzado con una determinada geometría. Después, se realizará un pequeño análisis de cómo afectan las diferentes variaciones geométricas en el proceso de intercambio de calor, para finalmente proponer una nueva instalación que se comparará con las ya propuestas.

5.2. Proceso de cálculo

5.2.1. Suposición de la geometría

El primer paso del diseño consiste en suponer por completo una geometría para el intercambiador:

Tabla 36.- Geometría supuesta

Dimensiones externas de la carcasa (m)	1,4
Espesor de la carcasa (m)	0,008
Dimensiones internas de la carcasa (m)	1,384
Diámetro exterior de los tubos (m)	0,07
Espesor de los tubos (m)	0,002
Diámetro interior de los tubos (m)	0,066
Separación entre tubos "Pitch" (m)	0,0875
Número de filas de tubos	19
Número de tubos por fila	16
Número total de tubos	304

A parte de los datos anteriores, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- La carcasa tendrá forma cúbica, siendo sus tres dimensiones (altura, anchura y profundidad) representadas por los símbolos L_1 , L_2 y L_3 , respectivamente
- La longitud de los tubos se desarrollará en la dirección de la profundidad, y se tomará como el valor externo de ésta, mientras que el flujo de agua incidirá en la dirección de la anchura.
- El pitch debe ser 1,25 veces el diámetro exterior de los tubos.
- A partir de ahora, se entenderá por “fila” a un conjunto de tubos alineados en la dirección de la altura.
- El número de filas de tubos, el número de tubos por fila, y el número total de tubos se obtendrán a partir de las siguientes expresiones, redondeando al valor entero inmediatamente superior:

$$n_{filas} = L_2 / (P_t \cdot \text{sen}(60)) \quad (40)$$

$$n_{tubos, fila} = L_1 / P_t \quad (41)$$

$$n_{tubos} = n_{filas} \cdot n_{tubos, fila} \quad (42)$$

5.2.2. Cálculo del diámetro equivalente

Para poder calcular el número de Reynolds del lado de la carcasa, es necesario conocer las velocidades media y máxima del agua. Para ello, debe obtenerse primero el diámetro equivalente, mediante la siguiente expresión:

$$D_{eq} = 2 \cdot L_1 \cdot L_3 / (L_1 + L_3) \quad (43)$$

De este modo, con la expresión (43) se obtiene un diámetro equivalente de:

$$D_{eq} = 2 \cdot 1,384 \cdot 1,4 / (1,384 + 1,4) = 1,392 \text{ m}$$

5.2.3. Cálculo de las velocidades de los fluidos

La velocidad de los gases se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$v_{gases} = \frac{\dot{m}_{gases}}{n_{tubos} \cdot \pi \cdot \rho_{gases} \cdot \left(\phi_{int,tub}/2\right)^2} \quad (44)$$

Para poder usar las correlaciones de bancos de tubos, es necesario emplear el número de Reynolds máximo, el cual se da a la velocidad máxima del flujo que atraviesa el haz de tubos. La velocidad máxima es la que se consigue al circular el fluido por el área mínima entre los tubos.

Para una distribución al tresbolillo, las velocidades media y máxima se estiman a partir de las siguientes expresiones:

$$v_{med,agua} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\pi \cdot \rho_{agua} \cdot \left(D_{eq}/2\right)^2} \quad (45)$$

$$v_{max,agua} = v_{med,agua} \cdot \frac{P_t}{P_t - \phi_{ext,tub}} \quad (46)$$

Así pues, mediante las expresiones (44), (45) y (46), se obtienen unos valores de velocidad de los fluidos de:

$$v_{gases} = \frac{8,254}{304 \cdot \pi \cdot 0,694 \cdot \left(0,066/2\right)^2} = 11,44 \text{ m/s}$$

$$v_{med,agua} = \frac{3,863}{\pi \cdot 993 \cdot \left(1,392/2\right)^2} = 0,0026 \text{ m/s}$$

$$v_{max,agua} = 0,0026 \cdot \frac{0,0875}{0,0875 - 0,07} = 0,0128 \text{ m/s}$$

5.2.4. Cálculo de los números de Reynolds y Prandtl

El número de Prandtl se calcula, de nuevo, con la expresión (19). El número de Reynolds para el lado de los tubos se calcula a partir de la expresión:

$$Re_{tub} = \frac{\phi_{int,tub} \cdot \rho_{gases} \cdot v_{gases}}{\mu_{gases}} \quad (47)$$

El número de Reynolds máximo para el lado de la carcasa se calcula mediante la expresión:

$$Re_{carc,max} = \frac{\phi_{ext,tub} \cdot \rho_{agua} \cdot v_{max,agua}}{\mu_{agua}} \quad (48)$$

De este modo, mediante las expresiones (19), (47) y (48), se obtienen unos valores de los números de Reynolds y Prandtl de:

$$Pr_{Gases} = 999,4 \cdot 0,00001832 / 0,247 = 0,074$$

$$Pr_{Agua} = 4182 \cdot 0,000684 / 0,615 = 4,65$$

$$Re_{tub} = 0,066 \cdot 0,694 \cdot 11,44 / 0,00001832 = 28602,5$$

$$Re_{carc,max} = 0,07 \cdot 993 \cdot 0,0128 / 0,000684 = 1300,8$$

5.2.5. Cálculo del número de Nusselt

Para el lado de los tubos se procederá a utilizar la siguiente correlación, formulada por Gnielinski en 1976, y que resulta apta para valores de $Re > 10000$:

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_{tub}) - 1,64)^{-2} \quad (49)$$

$$Nu_{tub} = \frac{(f/8) \cdot (Re_{tub} - 1000) \cdot Pr_{Gases} \cdot \left(1 + \left(\phi_{int,tub}/L_3\right)^{2/3}\right)}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr_{Gases}^{2/3} - 1)} \quad (50)$$

Por otro lado, para el lado de la carcasa se aplicará la siguiente correlación, formulada por Zukauskas en 1987, y que resulta óptima para valores de $Re < 2000000$:

$$Nu_{carc} = C_1 \cdot C_2 \cdot Re_{carc,max}^m \cdot Pr_{Agua}^n \quad (51)$$

donde las constantes C_1 , C_2 , m y n se obtienen de la siguiente figura:

Disposición	Re_{max}	C_1	m	n
En línea	0 – 100	0.9	0.4	0.36
	100 – 10^3	0.52	0.5	0.36
	10^3 – $2 \cdot 10^5$	0.27	0.63	0.36
	$2 \cdot 10^5$ – $2 \cdot 10^6$	0.033	0.8	0.4
Al tresbolillo	0 – 500	1.04	0.4	0.36
	500 – 10^3	0.71	0.5	0.36
	10^3 – $2 \cdot 10^5$	$0.35 \cdot (S_T/S_L)^{0.2}$	0.6	0.36
	$2 \cdot 10^5$ – $2 \cdot 10^6$	$0.031 \cdot (S_T/S_L)^{0.2}$	0.8	0.36

C_2	Número de filas								
Disposición	1	2	3	4	5	7	10	13	>13
En línea	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99	1
Al tresbolillo	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99	1

Figura 58.- Constantes empíricas para la correlación de Zukauskas

Para este caso en particular, C_1 toma un valor de 0,36, C_2 un valor de 1, m de 0,6 y n de 0,36.

Así pues, a partir de las expresiones (49), (50) y (51) se obtienen unos valores para el número de Nusselt de:

$$f = (0,79 \cdot \ln(28602,5) - 1,64)^{-2} = 0,024$$

$$Nu_{tub} = \frac{\left(\frac{0,024}{8}\right) \cdot (28602,5 - 1000) \cdot 0,074 \cdot \left(1 + \left(\frac{0,066}{1,4}\right)^{2/3}\right)}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,024}{8}\right)^{1/2} \cdot (0,074^{2/3} - 1)} = 16,22$$

$$Nu_{carc} = 0,36 \cdot 1 \cdot 1300,8^{0,6} \cdot 4,65^{0,36} = 46,24$$

5.2.6. Cálculo de los coeficientes de convección

El coeficiente de convección del lado de los tubos se obtiene mediante la expresión (24). El coeficiente de convección del lado de la carcasa se obtiene mediante la expresión:

$$h_{carc} = \frac{Nu_{carc} \cdot k_{Agua}}{\phi_{ext,tub}} \quad (52)$$

Así, mediante las expresiones (24) y (52) se obtienen unos coeficientes de convección de:

$$h_{tub} = \frac{16,22 \cdot 0,247}{0,066} = 60,43 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$h_{carc} = \frac{46,24 \cdot 0,615}{0,07} = 406,27 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

5.2.7. Correcciones por viscosidad

La temperatura de pared se estima mediante la expresión (26). De este modo, a partir de dicha expresión se obtiene una temperatura de pared de:

$$T_{pared} = \frac{60,43 \cdot 60,3 + 406,27 \cdot 37,6}{60,43 + 406,27} = 40,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

La viscosidad de pared del agua se obtiene de nuevo mediante el software EES:

$$\mu_{p,agua} = viscosity(Water; T = 40,54; P = 3) = 0,0006467 \frac{kg}{m \cdot s}$$

Una vez obtenidas la temperatura de pared y la viscosidad de pared del agua, se pueden calcular de nuevo los coeficientes de convección corregidos, mediante las siguientes correcciones:

$$h_{tub,corr} = h_{tub} \cdot \left(\frac{T_{med}}{T_{pared}} \right)^n \quad (53)$$

$$h_{carc,corr} = h_{carc} \cdot \left(\frac{\mu_{agua}}{\mu_{p,agua}} \right)^{1/4} \quad (54)$$

donde la constante n de la expresión (53) se obtiene de la siguiente figura, según sea el caso:

$n = 0$ en caso de enfriamiento $n = 0,45$ si $0.5 < T_m/T_s \leq 1$ $n = 0,15$ para CO_2 y Vapor de Agua en el caso anterior

Figura 59.- Valores de la constante n

Dado que por dentro de los tubos circulan los gases, que son el fluido caliente y, por tanto, se enfrían, la constante n toma un valor de 0.

Así, mediante las expresiones (53) y (54) se obtienen unos coeficientes de convección corregidos de:

$$h_{tub,corr} = 60,43 \cdot \left(\frac{60,3}{40,54}\right)^0 = 60,43 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$h_{carc,corr} = 406,27 \cdot \left(\frac{0,000684}{0,0006467}\right)^{1/4} = 412,01 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

5.2.8. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor

Una vez obtenidos los coeficientes de convección de ambos fluidos, y teniendo en cuenta que la conductividad del acero 2507 es de 17 W/m·K, el coeficiente de global de transmisión de calor, para tubos lisos simples sin aletas, se puede estimar de nuevo mediante la expresión (29):

$$U = \frac{1}{\frac{0,07}{60,43 \cdot 0,066} + \frac{1}{412,01} + \frac{0,07 \cdot \ln(0,07/0,066)}{2 \cdot 17}} = 49,8 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

5.2.9. Cálculo del Número de Unidades de Transferencia

El Número de Unidades de Transferencia (NTU) puede obtenerse de nuevo mediante la expresión (30), teniendo en cuenta que, a partir de la expresión (8), la superficie de intercambio de calor es:

$$A_s = \pi \cdot 0,07 \cdot 1,4 \cdot 304 = 93,6 \text{ m}^2$$

De este modo, el valor Número de Unidades de Transferencia es:

$$NTU = 49,8 \cdot 93,6 / 8248,94 = 0,5651$$

5.2.10. Cálculo de la eficiencia

Para intercambiadores de flujo cruzado, existen tres expresiones distintas para calcular la eficiencia, dependiendo de si el fluido de mayor capacidad es mezclado, el fluido de menor capacidad es mezclado, o ninguno de ambos lo es.

En el intercambiador proyectado, los gases, que son el fluido de menor capacidad, van por dentro de los tubos, por lo que se considera como un fluido no mezclado. El agua, el fluido de mayor capacidad, circula libre alrededor de los tubos, de modo que se considera como un fluido mezclado.

Según esto, la expresión a aplicar es la siguiente:

$$\varepsilon = \frac{1}{C} \cdot (1 - e^{-C \cdot (1 - e^{-NTU})}) \quad (55)$$

De este modo, se obtiene un valor para la eficiencia del intercambiador de:

$$\varepsilon = \frac{1}{0,51064} \cdot (1 - e^{-0,51064 \cdot (1 - e^{-0,5651})}) = 0,3874 = 38,74 \%$$

5.2.11. Cálculo del calor transferible

El calor que puede llegar a transferir el intercambiador se puede estimar de nuevo mediante la expresión (9):

$$\varepsilon = Q_{real} / Q_{m\acute{a}x} \rightarrow Q_{real} = 0,3874 \cdot 245818,54 = 95230,1 \text{ W}$$

5.2.12. Cálculo de las nuevas temperaturas de salida

Las temperaturas de salida de los fluidos se obtienen de nuevo a partir de la expresión (10), siendo su valor de:

$$95230,1 = 8,254 \cdot 994 \cdot (65 - T_{out,Gases}) \rightarrow T_{out,Gases} = 53,39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$95230,1 = 3,863 \cdot 4182 \cdot (T_{out,agua} - 35,2) \rightarrow T_{out,agua} = 41,09 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5.2.13. Cálculo de las pérdidas de carga

Las pérdidas de carga en el lado de la carcasa se calculan de la siguiente forma:

$$f_{fric,carc} = Re_{carc}^{-0,16} \cdot \left(0,25 + \frac{0,1175}{\left(\frac{Pt}{\phi_{ext,tub}} - 1 \right)^{1,08}} \right) \quad (56)$$

$$\Delta P_{carc} = \frac{0,204 \cdot f_{fric,carc} \cdot n_{filas} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{agua}}{n_{tubos,filas} \cdot L_3 \cdot (Pt - \phi_{ext,tub})} \right)^2}{\rho_{Agua}} \quad (57)$$

Las pérdidas de carga en el lado de los tubos se estiman de nuevo mediante las expresiones (35) y (36), modificando ligeramente la última, ya que ahora se trabaja con velocidad lineal y no másica, quedando de la siguiente manera:

$$\Delta P_{tub} = \left(4 + 4 \cdot f_{fric,tub} \cdot \frac{L_3}{\phi_{int,tub}} \right) \cdot \frac{\rho_{Gases} \cdot v_{gases}^2}{2} \quad (58)$$

De este modo, mediante las expresiones (33), (56), (57) y (58) se obtienen unas pérdidas de carga en la carcasa y en los tubos de:

$$f_{fric,carc} = 1300,8^{-0,16} \cdot \left(0,25 + \frac{0,1175}{\left(\frac{0,0875}{0,07} - 1 \right)^{1,08}} \right) = 0,2461$$

$$\Delta P_{carc} = \frac{0,204 \cdot 0,2461 \cdot 19 \cdot \left(\frac{3,863}{16 \cdot 1,4 \cdot (0,0875 - 0,07)} \right)^2}{993} = 0,0933 \text{ Pa}$$

$$f_{fric,tub} = 0,0014 + 0,125 \cdot 28602,5^{-0,32} = 0,00609$$

$$\Delta P_{tub} = \left(4 + 4 \cdot 0,00609 \cdot \frac{1,4}{0,066} \right) \cdot \frac{0,694 \cdot 11,44^2}{2} = 205,12 \text{ Pa}$$

5.3. Estudio de la geometría en el proceso

A continuación, se procede a realizar de nuevo un breve estudio de cómo afecta la geometría al proceso de intercambio de calor y al resto de parámetros del equipo.

Las geometrías que se procederán a estudiar comprenden, de nuevo, diámetros externos de tubos de 30, 40, 50, 60 y 70 mm, y dimensiones externas de la carcasa, que tendrá una forma cúbica, de 50, 75, 100, 125 y 140 cm. El espesor de la carcasa se considerará de 8 mm, mientras que el de los tubos será de 2 mm.

Otros parámetros, como el pitch, el número de filas de tubos y el número de tubos por fila, se desprenden de la geometría supuesta, a partir de las expresiones y relaciones mencionadas en el inicio de esta sección.

Las consideraciones a tener en cuenta son las mismas que para el intercambiador carcasa-tubos. Cualquier geometría que no cumpla con estas restricciones deberá descartarse.

5.3.1. Número de tubos

Todo el efecto que tiene la variación de los diferentes parámetros geométricos del intercambiador proyectado tiene que ver, de nuevo, con número de tubos, que es proporcional al tamaño de la carcasa, como puede observarse en el siguiente gráfico, obtenido a partir de las expresiones (40), (41) y (42):

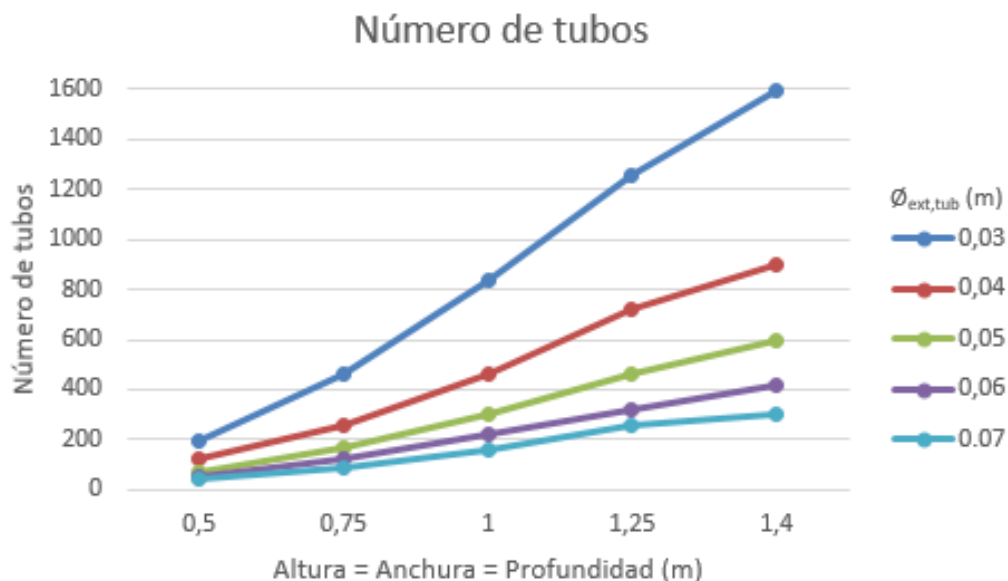


Figura 60.- Número de tubos en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

La variación de la velocidad de los fluidos en función de la geometría del equipo, obtenida a partir de las expresiones (44), (45) y (46), se presenta a continuación:

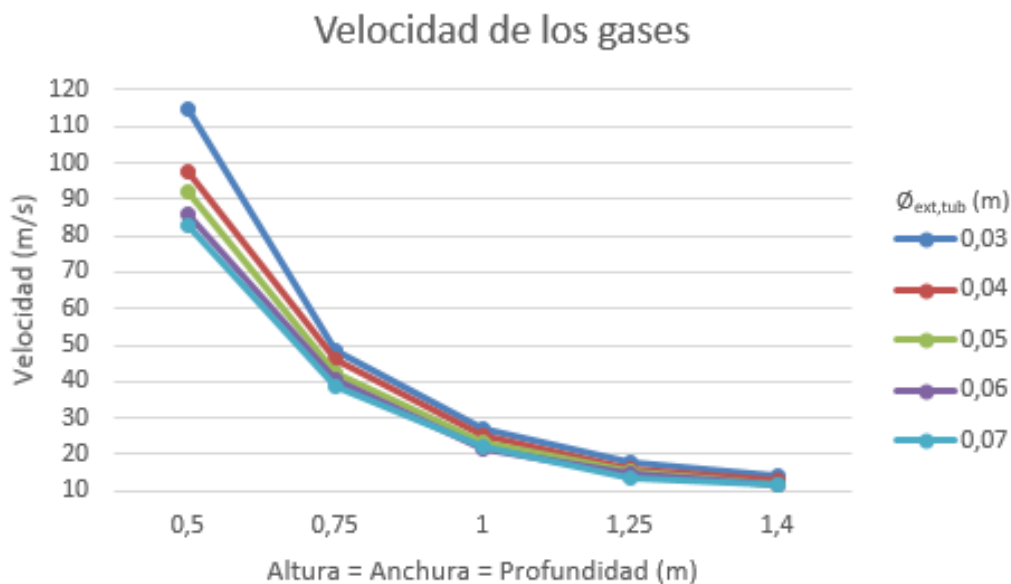


Figura 61.- Velocidad de los gases en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

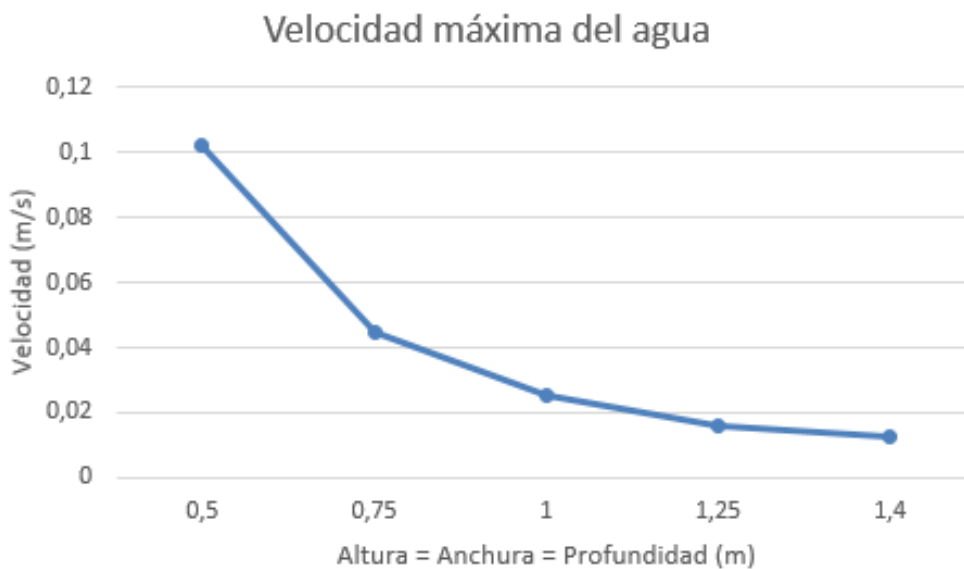


Figura 62.- Velocidad máxima del agua en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

La velocidad del agua vuelve a no depender del diámetro de los tubos, por lo que éstos tampoco se han representado.

5.3.2. Número de Reynolds

A continuación se representa el número de Reynolds del lado de los tubos y del lado de la carcasa, calculados con las expresiones (47) y (48), en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos:

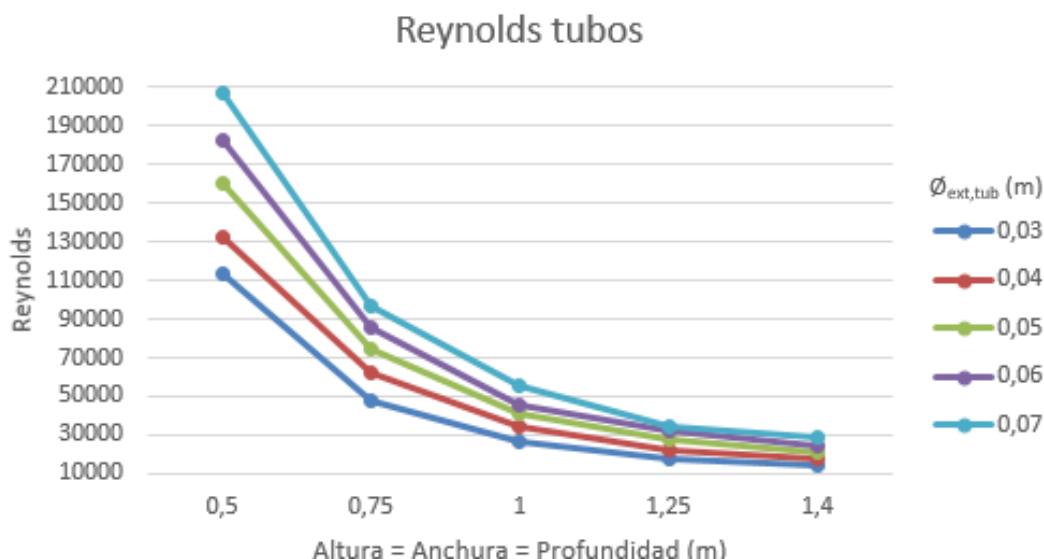


Figura 63.- Número de Reynolds del lado de los tubos en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

El número de Reynolds del lado de los tubos no debe ser inferior a 10000. Como puede observarse en la *Figura 63*, los valores más bajos se dan para una carcasa de 1,4 m, siendo aproximadamente de 14000, con lo cual se verifica que se cumple la restricción para cualquier combinación de geometría.

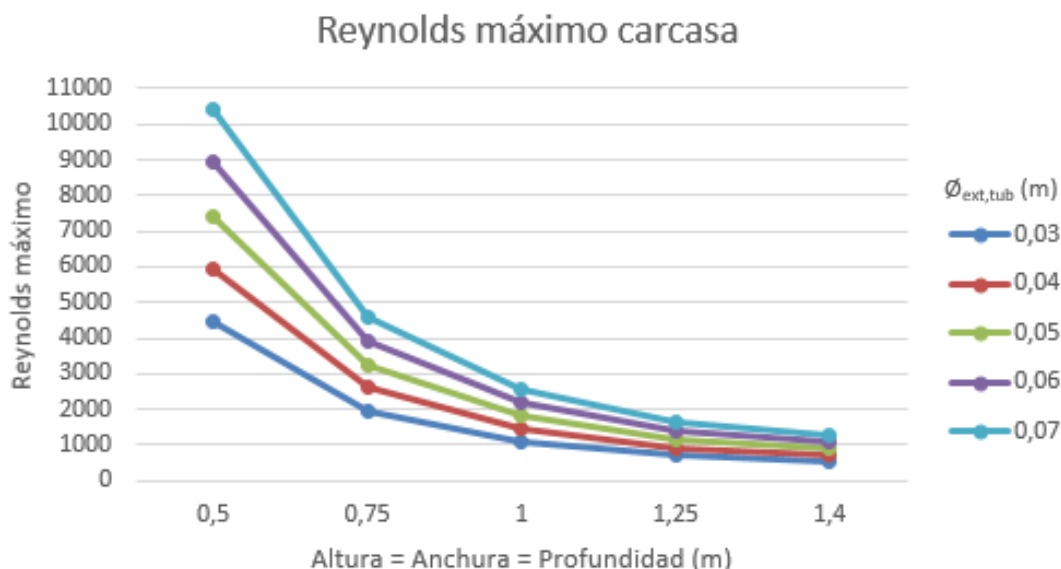


Figura 64.- Número de Reynolds máximo del lado de la carcasa en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

El número de Reynolds máximo del lado de la carcasa no debe superar un valor de $2 \cdot 10^6$. Como puede observarse en la *Figura 64*, los valores máximos no llegan a 11000, con lo cual también se verifica que se cumple holgadamente la restricción para cualquier combinación de geometría.

En ambos casos, a medida que aumenta el tamaño de la carcasa, el número de Reynolds disminuye. Para el lado de los tubos, esto se debe a que el número de tubos es proporcional al tamaño de la carcasa, y al aumentar el número de tubos, el caudal se divide en más partes, con lo que disminuye la velocidad. Para el lado de la carcasa, el principio es el mismo: mayores dimensiones implican una mayor área de paso del flujo, con la reducción de velocidad consiguiente.

5.3.3. Coeficiente global de transmisión de calor

El valor del coeficiente global de transmisión de calor marca en gran medida el calor transferido por el equipo.

Si se estudia el valor de dicho coeficiente en función de la geometría del intercambiador, mediante la expresión (29), se obtiene el siguiente gráfico:

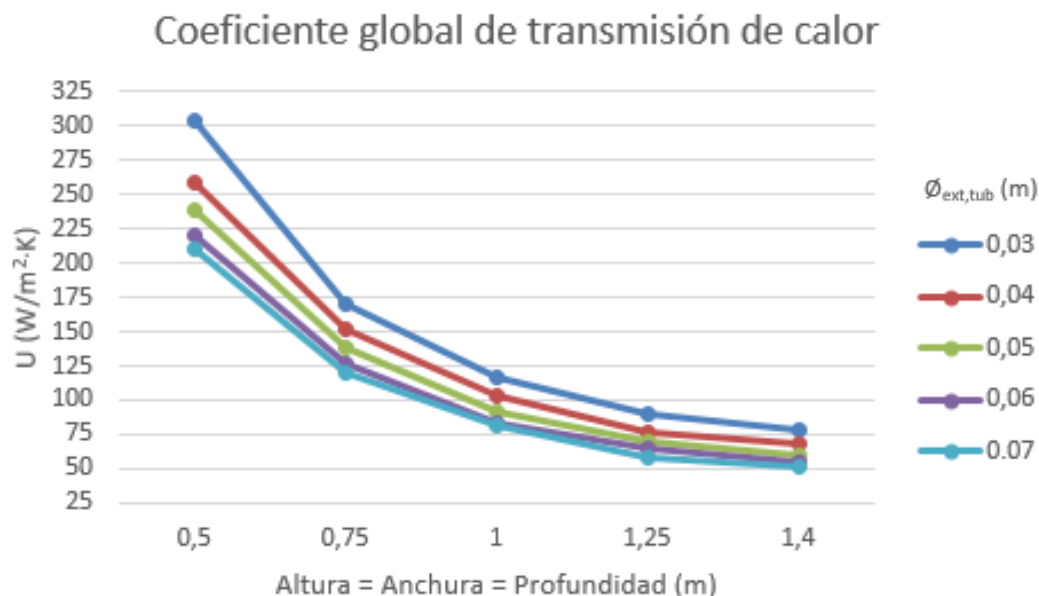


Figura 65.- Coeficiente global de transmisión de calor en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

Como puede observarse en la *Figura 65*, cuánto más pequeña es la instalación, más alto es el coeficiente global de transmisión de calor. Lo mismo ocurre con el diámetro de los tubos: menores diámetros ofrecen mayores coeficientes globales de transmisión de calor.

Esto se debe a que el coeficiente global de transmisión de calor depende en gran medida de los coeficientes de convección de los fluidos del intercambiador, ya que cuánto mayores sean estos, menores son las resistencias térmicas por convección, y, por lo tanto, mayor es el coeficiente global de transmisión de calor.

Esto se puede comprobar mediante la representación de los coeficientes de convección en función de la geometría del intercambiador, obtenidos a partir de las expresiones (24) y (52):

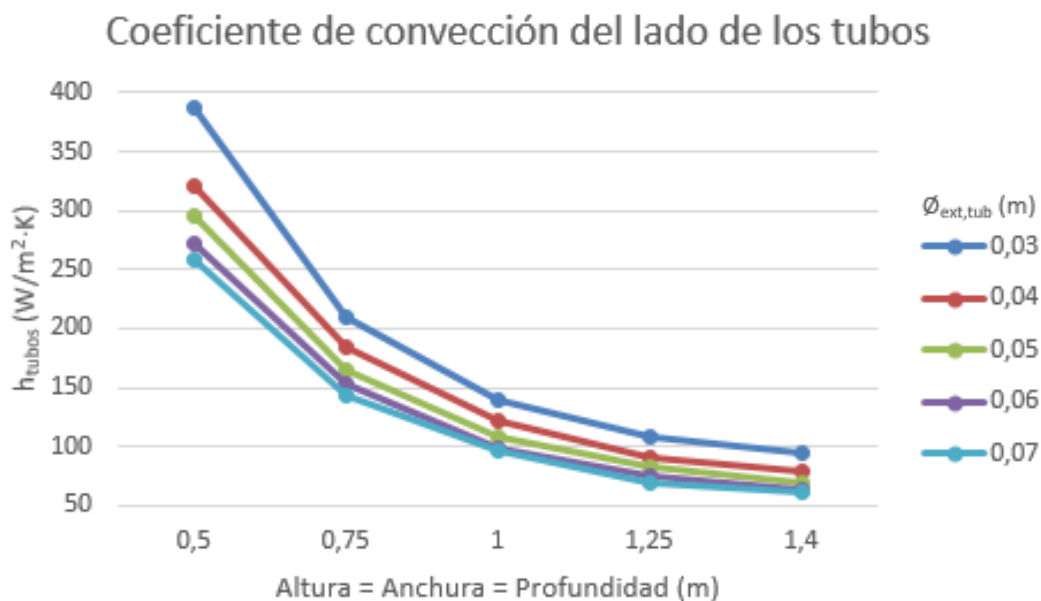


Figura 66.- Coeficiente de convección del lado de los tubos en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

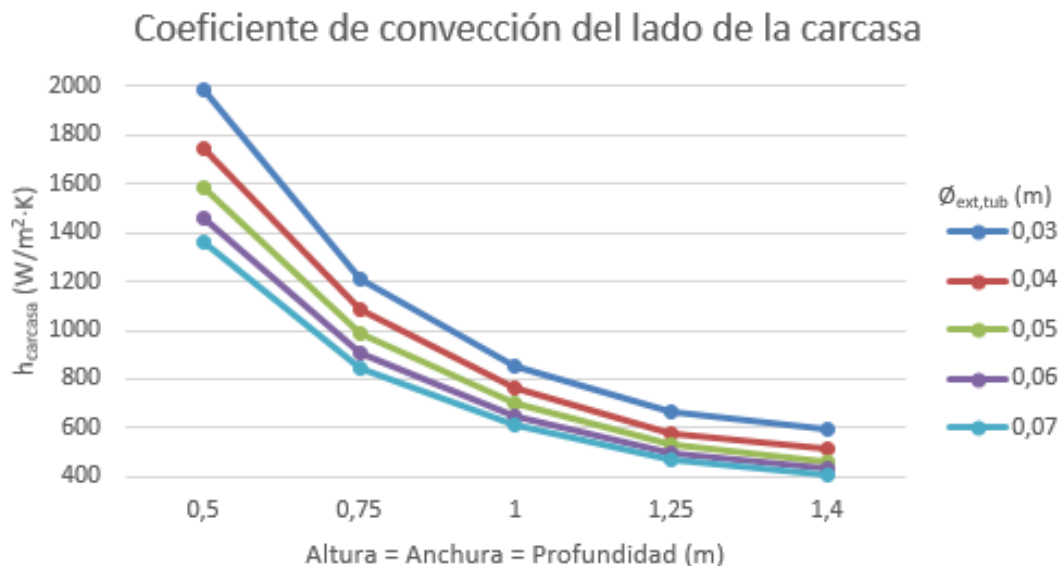


Figura 67.- Coeficiente de convección del lado de la carcasa en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

5.3.4. Calor transferido

A continuación se representa el calor transferido, calculado a partir de la expresión (9), en función de la geometría del intercambiador:

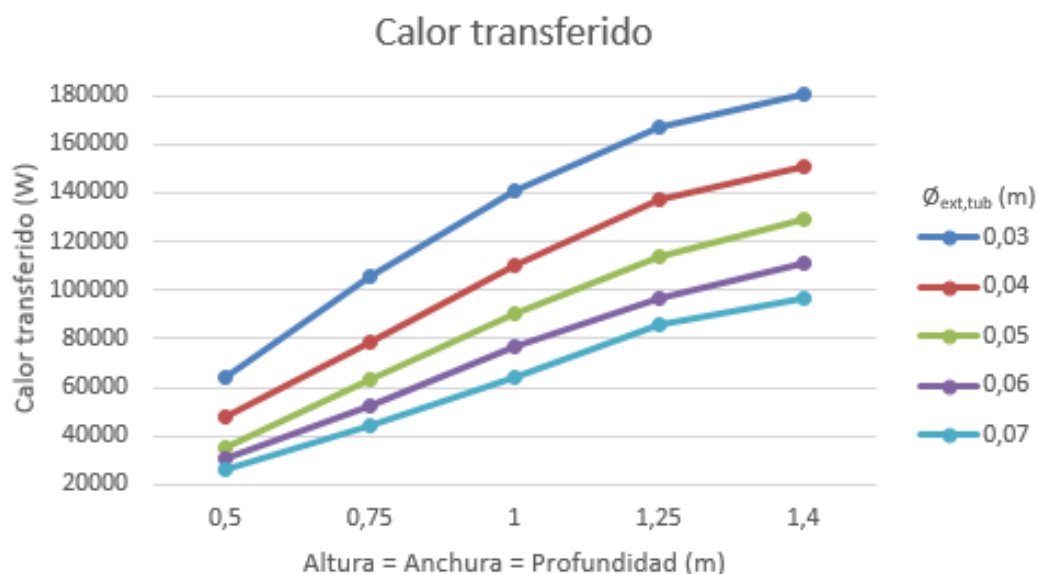


Figura 68.- Calor transferido en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

Como puede observarse, el calor transferido aumenta con el tamaño de la carcasa, debido al incremento de la superficie de intercambio, aunque este incremento de calor es cada vez menor.

Cabe mencionar que, tras observar la *Figura 68*, se puede afirmar que más de la mitad de las combinaciones geométricas propuestas no son aceptables, puesto que no alcanzan el valor mínimo establecido de calor transferido, de 100 kW.

En vista a seguir estudiando la transferencia de calor, se representa ahora éste en función de la superficie de intercambio:

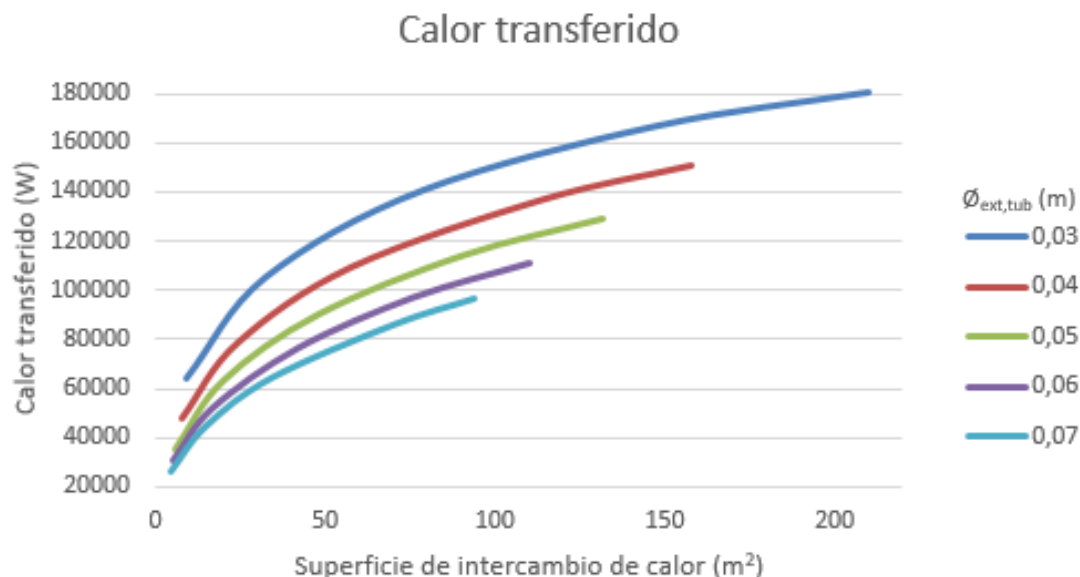


Figura 69.- Calor transferido en función de la superficie de intercambio de calor

Recuérdese que, en el intercambiador de carcasa-tubos, a partir de ciertos valores de superficie de intercambio de calor, el incremento de éste con el área disminuía de forma drástica, hasta volverse prácticamente nulo (a partir de una superficie de intercambio de aproximadamente 100 m²).

Según se observa en la *Figura 68* y la *Figura 69*, parece ser que para el intercambiador de flujo cruzado, este valor límite de superficie de intercambio no se alcanza todavía con las geometrías propuestas.

5.3.5. Temperaturas de salida

A continuación se presentan las temperaturas de salida de los gases y del agua en función de la geometría del intercambiador, a partir de la expresión (10):

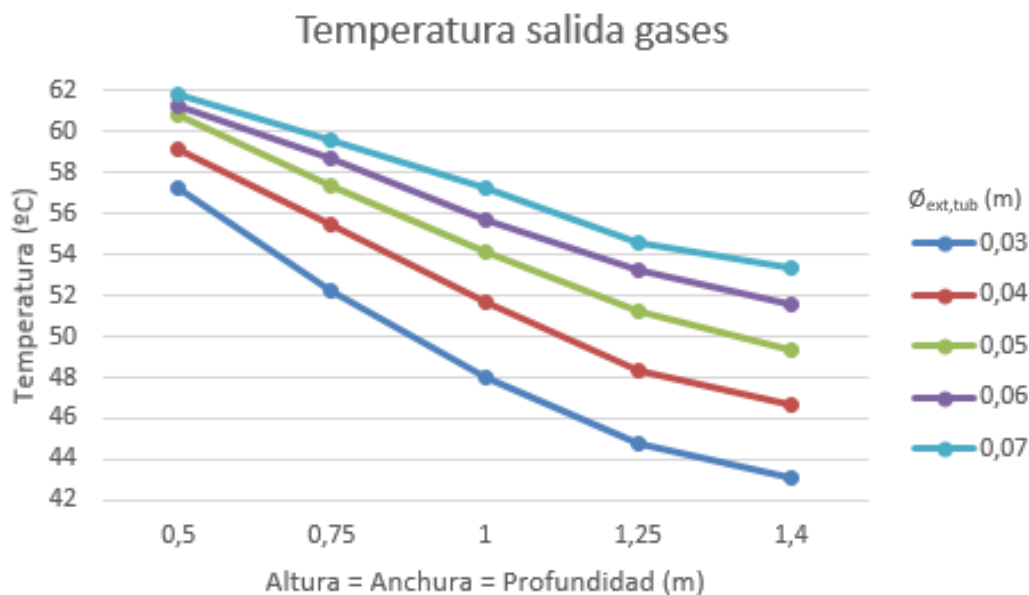


Figura 70.- Temperatura de salida de los gases en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

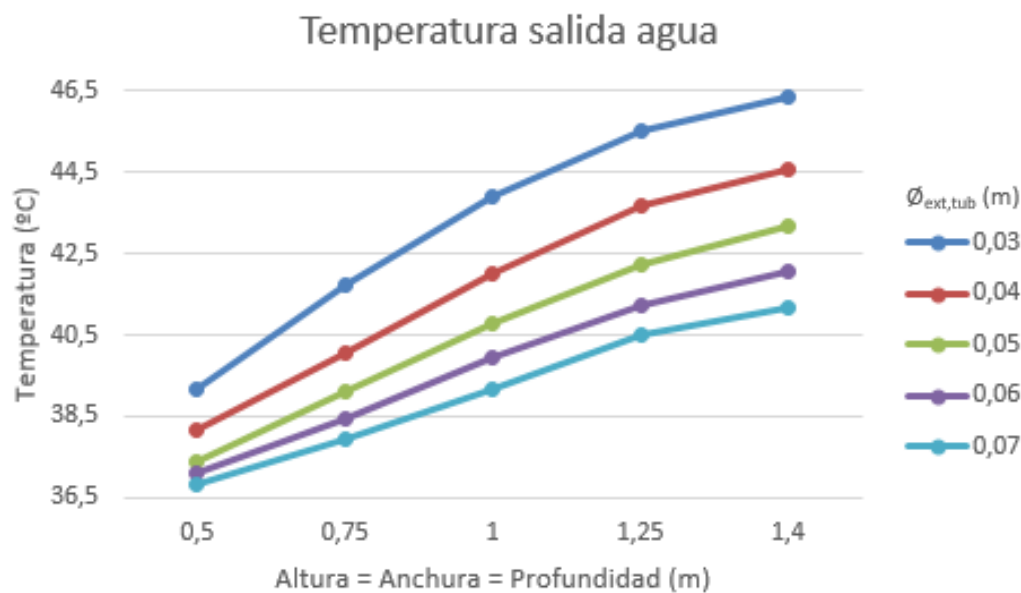


Figura 71.- Temperatura de salida del agua en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

Como se observa en la *Figura 70*, la temperatura de salida de los gases en ningún momento baja de los 42 °C, un valor muy por encima de las temperaturas de condensación del vapor de agua y el dióxido de azufre, de 26 °C y 24,2 °C, respectivamente, con lo cual se puede afirmar que no existe condensación en los gases.

Por lo que al agua se refiere, de la *Figura 71* se extrae que la temperatura de salida máxima no supera los 47 °C, con lo que tampoco existirán problemas por la evaporación del agua, que se dará a una temperatura mayor de 100 °C.

5.3.6. Pérdidas de carga

A continuación se representan las pérdidas de carga en el lado de la carcasa y en el lado de los tubos, en función de la geometría del intercambiador, obtenidas mediante las expresiones (57) y (58):

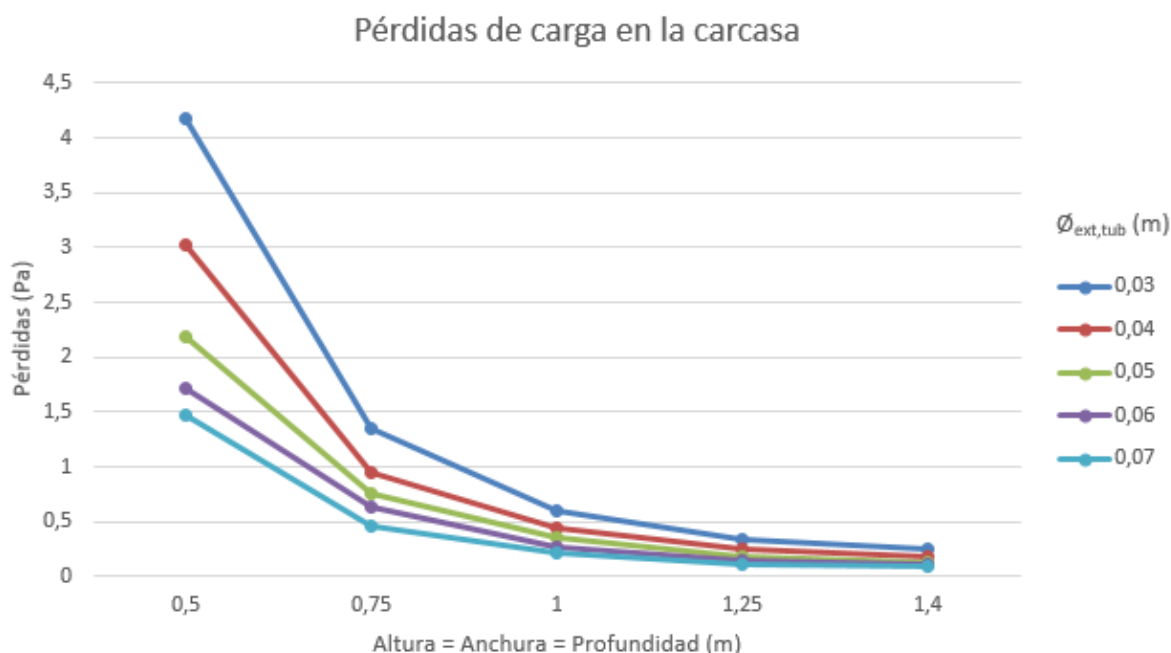


Figura 72.- Pérdidas de carga en la carcasa en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

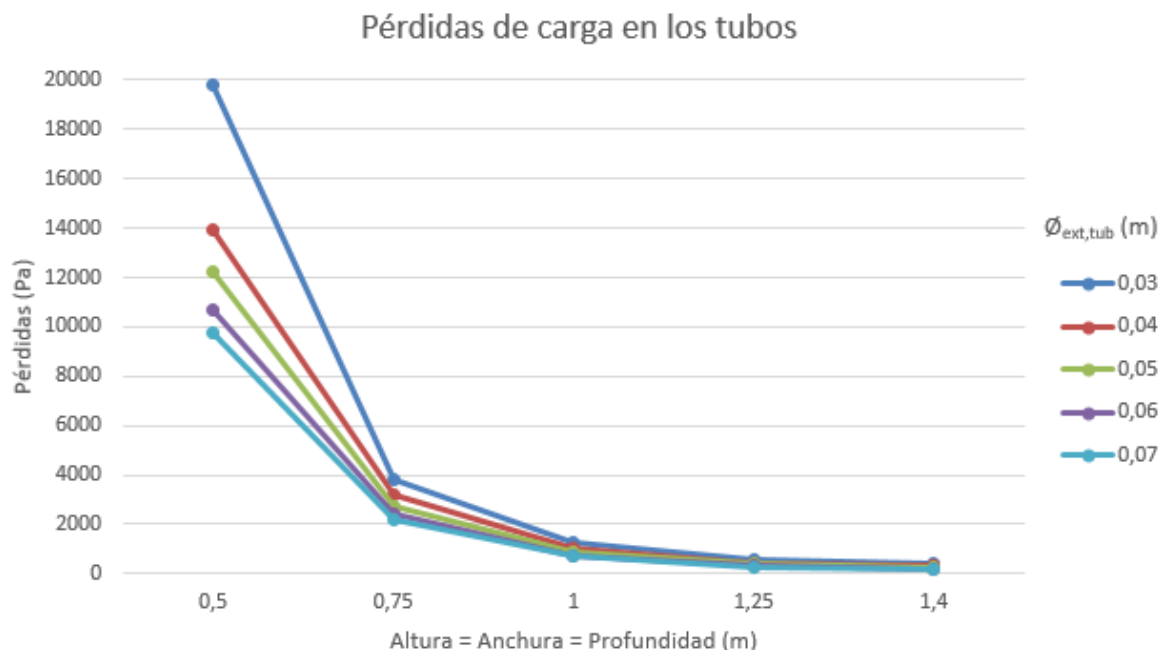


Figura 73.- Pérdidas de carga en los tubos en función de las dimensiones de la carcasa y el diámetro externo de los tubos

Como puede observarse en la *Figura 72* y la *Figura 73*, las pérdidas de carga disminuyen con el tamaño de la carcasa. Esto se debe en ambos casos a que la velocidad de los fluidos disminuye al aumentar el tamaño de la carcasa.

Como ya se ha mencionado, las pérdidas de carga en la carcasa carecen relativamente de importancia, siempre que no crezcan de forma desmesurada, pues la presión de bombeo del agua es un proceso controlado, y puede variarse en caso de ser necesario. Nótese, pero, que estas son notoriamente más pequeñas que en el intercambiador de carcasa-tubos.

Las pérdidas de carga de los gases también son más pequeñas que en el otro tipo de intercambiador. Dimensiones de carcasa de 1 m son el mínimo tamaño admisible, sea cual sea el diámetro de los tubos.

5.4. Resultados

A continuación se presentan, en forma de tabla, los datos y resultados obtenidos durante el estudio del intercambiador de banco de tubos de flujo cruzado, a partir de los cuales se han realizado los gráficos de la sección anterior:

Tabla 37.- Resultados

Dimensiones externas carcasa (m)	$\varnothing_{\text{ext.tub}}$ (m)	nº tubos	V_{gases} (m/s)	$V_{\text{max,agua}}$ (m/s)	Re_{gases}	$Re_{\text{max,agua}}$	h_{tubos} (W/m ² ·K)	h_{carcasa} (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	Q (kW)	T _{out,gases} (°C)	T _{out,agua} (°C)	ΔP_{tubos} (Pa)	$\Delta P_{\text{carcasa}}$ (Pa)
0,50	0,03	195	114,9	0,1024	113145	4458,2	386,29	1986,7	303,4	65,241	57,09	39,24	19824	4,173
	0,04	120	97,37		132788	5944,3	321,46	1744,2	258,3	48,745	59,09	38,22	13915	3,031
	0,05	72	92,54		160311	7430,3	295,12	1587,2	238,3	35,462	60,7	37,4	12254	2,193
	0,06	56	86,23		182923	8916,4	272,78	1460,5	221,2	31,19	61,22	37,13	10676	1,717
	0,07	42	82,77		206943	10402	258,53	1359	209,7	26,317	61,81	36,83	9780,4	1,466
0,75	0,03	460	48,7	0,045	47964	1959,5	209,4	1213,2	170,9	106,09	52,14	41,77	3790,9	1,341
	0,04	255	45,82		62489	2612,7	184,51	1081,3	152,2	80,052	55,3	40,16	3214,3	0,946
	0,05	168	42,6		74229	3265,9	165,57	988,99	137,7	64,093	57,23	39,17	2713,8	0,752
	0,06	120	40,24		85364	3919,1	152,45	905,64	127,2	53,082	58,57	38,49	2386,1	0,626
	0,07	90	38,63		96573	4572,2	143,3	847,16	119,7	45,117	59,53	37,99	2176,3	0,462
1	0,03	837	26,74	0,0252	26360	1096,2	140,27	856,2	116,2	140,62	47,95	43,9	1227,9	0,605
	0,04	460	25,4		34640	1461,6	122,75	763,13	102,8	110,53	51,6	42,04	1037,7	0,44
	0,05	304	23,54		41022	1827	108,99	697,97	92,13	91,159	53,95	40,84	860,96	0,351
	0,06	224	21,56		45731	2192,4	97,64	648,88	83,23	77,756	55,57	40,01	706,6	0,26
	0,07	156	22,29		55715	2557,8	95,78	610,08	81,3	65,258	57,09	39,24	742,58	0,206
1,25	0,03	1254	17,86	0,0161	17594	699,28	108,32	669,36	90,24	161,1	45,47	45,17	587,46	0,339
	0,04	725	16,12		21979	932,37	91,05	579,68	76,78	136,05	48,51	43,62	440,84	0,242
	0,05	460	15,56		27110	1165,5	82,38	532,96	69,93	114,57	51,11	42,29	391,54	0,186
	0,06	323	14,95		31714	1398,6	75,74	495,47	64,57	98,142	53,1	41,28	350,78	0,143
	0,07	255	13,63		34085	1631,7	68,16	465,84	58,58	86,934	54,46	40,58	286,09	0,118
1,40	0,03	1591	14,08	0,0128	13868	556,68	93,61	597,23	78,49	171,23	44,24	45,8	382,21	0,252
	0,04	896	13,04		17784	742,25	79,58	517,21	67,39	148,25	47,03	44,38	298,27	0,176
	0,05	598	11,97		20854	927,81	69,55	462,61	59,35	128,62	49,41	43,16	238,17	0,131
	0,06	418	11,55		24506	1113,4	63,91	432,11	54,8	111,66	51,46	42,11	214,19	0,109
	0,07	304	11,44		28602	1300,8	60,43	412,01	49,8	95,23	53,39	41,09	205,12	0,093

5.5. Conclusiones

Tras los diferentes estudios y cálculos realizados sobre el intercambiador de banco de tubos de flujo cruzado, y el análisis de los resultados obtenidos, se pueden extraer las siguientes conclusiones, en comparación con el intercambiador de carcasa-tubos:

- El calor transferible es menor que el de un intercambiador carcasa-tubos de tamaño similar, ya que los coeficientes de convección son también menores, debido a la ausencia de turbulencias que producen los baffles, y que mejoran el proceso de transferencia de calor.
- Igual que con el otro tipo de intercambiador, a partir de cierto tamaño del equipo, el aumento del calor transferido se vuelve prácticamente nulo.
- El coeficiente global de transmisión de calor es menor que en el carcasa-tubos, ya que los coeficientes de convección de ambos fluidos también son menores, debido a que las velocidades de los fluidos también disminuyen respecto al equipo anterior.
- Las pérdidas de carga en la carcasa son ostensiblemente menores que en el otro intercambiador, debido a las turbulencias en el flujo de agua introducidas por los baffles. Las pérdidas de carga en los tubos son también menores, pero en menor medida que en el lado de la carcasa.

6. SELECCIÓN DE LA INSTALACIÓN ÓPTIMA

6.1. Introducción

Para realizar la selección de la solución final, se seguirá el método de las jerarquías analíticas, explicado en secciones anteriores.

De este modo, la propuesta que obtenga un mayor coeficiente se puede considerar como la más óptima de todas.

Los atributos comparativos para este caso, ordenados de mayor a menor importancia, serán:

1. Volumen de la instalación: el espacio que ocupa la instalación, se busca reducirlo cuanto más, mejor.
2. Superficie de intercambio de calor (A_s): correspondiente al área de la cara externa de los tubos del intercambiador, a menor superficie, menor costo de construcción del nuevo intercambiador.
3. Densidad de área (β): la razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen, cuanto mayor sea, mejor aprovechado estará el equipo.
4. Calor intercambiado (Q): la cantidad de calor que cede el fluido caliente hacia el fluido frío, cuanto mayor sea, mejor será el proceso de intercambio.

A continuación, se muestra el conjunto de soluciones propuestas, junto a los valores de sus atributos comparativos:

Tabla 38.- Valoración de los atributos de las soluciones propuestas

Alternativa	Volumen (m^3)	Superficie (m^2)	Densidad (m^2/m^3)	Calor (kW)
Opción A	5,77	303,48	52,57	186,55
Opción B	0,79	32,83	41,8	134,63
Opción C	1	78,885	78,885	140,62

6.2. Tabla de jerarquías

Para poder realizar el proceso de selección, se debe estimar el nivel de importancia de cada atributo respecto al resto de ellos, estableciéndose de forma numérica según el decisor, siguiendo los valores de la *Tabla 29*.

De este modo, el nivel de importancia estimado de cada uno de los atributos en cuestión es el siguiente:

Tabla 39.- Tabla de jerarquías de los atributos

	Volumen	Superficie	Densidad	Calor
Volumen	1	3	5	7
Superficie	1/3	1	3	5
Densidad	1/5	1/3	1	3
Calor	1/7	1/5	1/3	1

6.3. Cálculo de pesos

El peso de cada atributo se puede obtener mediante la expresión (37). De este modo, el peso de cada atributo es:

$$W_1 = (1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 7)^{1/4} = 3,2011$$

$$W_2 = \left(\frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 3 \cdot 5\right)^{1/4} = 1,4953$$

$$W_3 = \left(\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 3\right)^{1/4} = 0,6687$$

$$W_4 = \left(\frac{1}{7} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1\right)^{1/4} = 0,3124$$

El peso unitario de cada atributo se puede estimar mediante la expresión (38). Así pues, mediante la expresión (38), el peso unitario de cada atributo es:

$$W'_1 = 3,2011 / (3,2011 + 1,4953 + 0,6687 + 0,3124) = 0,564$$

$$W'_2 = 1,4953 / (3,2011 + 1,4953 + 0,6687 + 0,3124) = 0,2634$$

$$W'_3 = 0,6687 / (3,2011 + 1,4953 + 0,6687 + 0,3124) = 0,118$$

$$W'_4 = 0,3124 / (3,2011 + 1,4953 + 0,6687 + 0,3124) = 0,055$$

6.4. Matriz de decisión

Para poder obtener los resultados finales, es necesario transformar la tabla de valoración de los atributos en un formato numérico, con valores entre cero y uno. De este modo, la tabla queda de la siguiente forma:

Tabla 40.- Valoración de los atributos en formato numérico

Alternativa	Volumen (m ³)	Superficie (m ²)	Densidad (m ² /m ³)	Calor (kW)
Opción A	0,2	0,15	0,7	1
Opción B	1	1	0,6	0,7
Opción C	0,8	0,4	1	0,75

6.5. Resultados

La decisión final se realizará mediante la comparación de los resultados de cada alternativa. Para ello, se debe realizar una media ponderada de los valores de los atributos de cada propuesta, considerando el peso de cada uno de ellos. Esto se logra mediante la expresión (39)

De este modo, se obtienen los siguientes resultados:

$$S_1 = 0,2 \cdot 0,564 + 0,15 \cdot 0,2634 + 0,7 \cdot 0,118 + 1 \cdot 0,055 = 0,29$$

$$S_2 = 1 \cdot 0,564 + 1 \cdot 0,2634 + 0,6 \cdot 0,118 + 0,7 \cdot 0,055 = 0,94$$

$$S_3 = 0,8 \cdot 0,564 + 0,4 \cdot 0,2634 + 1 \cdot 0,118 + 0,75 \cdot 0,055 = 0,72$$

$$S_2 > S_3 > S_1$$

Así pues, analizando los resultados obtenidos, se puede concluir que la solución más adecuada es la propuesta 2, seguida de la propuesta 3, y por último la propuesta 1. Es decir, la solución óptima es la instalación de un intercambiador de tipo carcasa-tubos, de 1 m de diámetro de carcasa, 1 m de longitud, y tubos de 50 mm de diámetro.

La elección final, pero, queda supeditada a las decisiones de la empresa.

ANEXO II: MATERIALES

ÍNDICE

1. ACERO INOXIDABLE SÚPER DÚPLEX 2507	171
2. ACERO INOXIDABLE DÚPLEX 2205.....	173
3. ACERO INOXIDABLE 254 SMO.....	175

INFORMACIÓN GENERAL

La aleación 2507, es un acero inoxidable super duplex con 25% Cromo, 4% Molibdeno, y 7% Níquel, cual es diseñado para aplicaciones exigentes que requieren una fuerza y resistencia a la corrosión excepcionales, tal como equipos para el procesamiento de químicos, petroquímicos o uno en agua marina. Este acero tiene una resistencia excelente a la corrosión bajo tensión y cuenta con una conductividad térmica alta y un coeficiente de expansión térmica bajo. Los altos niveles de cromo, molibdeno, y nitrógeno ofrecen una excelente resistencia a la corrosión general, la corrosión por picaduras y la corrosión de grietas.

ESTÁNDARES

UNS S32750 / W.N. 1.4410 / DIN X2CrNiMoN 25 7 4

APLICACIONES

- » Equipos para la industria del petróleo
- » Plataformas marinas, intercambiadores de calor, equipos para extinción de incendios
- » Plantas de desalinización, cañerías de alta presión para agua marino
- » Componentes mecánicos y estructurales, partes de alta resistencia y fuerza

COMPOSICIÓN QUÍMICA

Porcentaje por Peso	
C	0,02
Ni	7,0
Mo	4,0
Cr	25,0
N	0,27
S	0,001

RESISTENCIA A LA CORROSIÓN Y OXIDACIÓN

Corrosión General

El alto contenido de molibdeno y cromo en el 2507 hace que sea muy resistente a la corrosión uniforme por ácidos orgánicos, como el ácido fórmico y acético. Este Super Dúplex también ofrece una excelente resistencia a los ácidos inorgánicos, especialmente aquellos que contienen cloruros.

En el ácido sulfúrico diluido contaminado con iones de cloruro el 2507 tiene mejor resistencia a la corrosión que el 904L. Es un acero austenítico altamente aleado diseñado especialmente para resistir el ácido sulfúrico puro.

Corrosión Intergranular

El bajo contenido de carbono del 2507 disminuye en gran medida el riesgo de precipitación de carburos en los bordes de grano durante el tratamiento térmico. Por lo tanto, esta aleación es especialmente resistente a la corrosión intergranular relacionado con los carburos.

Agrietamiento por Corrosión Bajo Presión

La estructura duplex del 2507 ofrece una excelente resistencia a la figuración por corrosión (SCC) causada por cloruro. Debido a su contenido superior de aleación, el 2507 es preferible al 2205 por su resistencia a la corrosión y su fuerza. El 2507 es especialmente útil en aplicaciones de petróleo y gas, y en pozos con niveles altos de salmuera.

Corrosión de Grietas

La presencia de grietas los cuales son casi inevitables en construcciones prácticos, hacen que los aceros inoxidables sean más susceptibles a la corrosión en ambientes que contienen cloruro. El 2507 es altamente resistente a la corrosión de grietas.

PROPIEDADES FÍSICAS

Módulo de Elasticidad en Tensión	29 x 10 ⁶ psi
Densidad	0,28 lb/in ³
Conductividad Térmica	8,7 btu/hr/ft °F
Calor Específico	btu/lb/°f 0.12
Resistividad Eléctrica	31,5 Ω-in x 10 ⁻⁶
Coeficiente de Expansión Térmica	7,2 x 10 ⁻⁶ /F°

PROPIEDADES MECÁNICAS

El 2507 combina alta resistencia a la tracción y resistencia al impacto con un bajo coeficiente de expansión térmica y alta conductividad térmica. Estos componentes hacen que el 2507 sea adecuado para varios componentes estructurales y mecánicos

El 2507 no se recomienda para aplicaciones que requieren exposiciones prolongadas a temperaturas superiores a 570°F debido al riesgo aumentado de una reducción de fuerza. Los datos siguientes son típicos para productos forjados y no se deben considerar como valores máximos ni mínimos.

0.2% Offset Limite Elástico, ksi	80
Resistencia a la Tracción, ksi	116
Elongación, %	15
Energía de Impacto, Ft-Lbs.	74
Dureza, Rockwell C	32

Propiedades en Temperaturas Elevadas

Temperatura	0,2% Offset Límite Elástico, ksi	Resistencia a la Tracción, ksi
68°F	80	116
212°F	65	101
302°F	61	98
392°F	58	95
482°F	55	94

PROPIEDADES DE FABRICACIÓN

Conformación en Caliente

El 2507 debe ser trabajado en caliente entre 1875 y 2250°F. Esto se debe seguir por un recocido a solución a un mínimo de 1925°F y por un templado rápido por aire o agua.

Conformación en Frío

La mayor parte de los métodos que se usan para formar los aceros inoxidables también aplican para el trabajo en frío del 2507. Esta aleación tiene un mayor límite elástico y menor ductilidad que otros aceros inoxidables así que se puede necesitar mayor fuerza y un radio de flexión aumentada. La embutición profunda, formación por estiro, y otros procesos similares son más difíciles de realizar en el 2507 que en otros aceros inoxidables austeníticos. Cuando la formación requiere más de un 10% de deformación en frío, se recomienda un recocido a solución y un templado al aire.

Tratamiento Térmico

Después de la conformación en frío o caliente se debe recocer a solución el 2507. Esto se debe realizar a un mínimo de 1925°F. El recocido debe ser seguido de inmediato por un enfriamiento rápido con aire o agua. Para una resistencia a la corrosión máxima los productos sometidos a tratamiento térmico deben ser decapados y enjuagados.

Soldadura

El 2507 ofrece una buena soldabilidad y se puede unir a sí mismo o a otros materiales por medio de soldadura por arco metálico protegido (SMAW), soldadura por arco de gas de tungsteno (GTAW), soldadura por arco de plasma (PAW), alambre tubular (FCW), o soldadura por arco sumergido (SAW). Se recomienda el metal de relleno 2507/P100 al soldar el 2507 porque esto producirá la estructura duplex apropiada.

El precalentamiento del 2507 no es necesario, excepto para evitar la condensación sobre el metal frío. La temperatura en soldadura de interpaso no debe superar los 300°F, de lo contrario la integridad de la soldadura puede ser afectada adversamente. Se debe proteger la raíz con argón o gas de depuración de 90% N₂/10% H₂ para una resistencia a la corrosión máxima.

CHILEXPO®

Chilexpo Ltda. no garantiza la exactitud de la información contenida en este documento y recomienda que los usuarios investiguen en profundidad aspectos técnicos y especificaciones antes de realizar una compra. Esta información técnica ha sido recopilada de diversas fuentes en línea, incluyendo ATI®, SSC®, y Outokumpu® entre otras. Esta ficha técnica ha sido proporcionada solo para fines informativos y no ha sido verificada de forma independiente por Chilexpo Ltda.

INFORMACIÓN GENERAL

La aleación 2205 es un acero inoxidable dúplex con altas propiedades en cuanto a la resistencia a la corrosión, además de una excelente dureza frente a impactos.

La aleación 2205 ofrece una resistencia a las picaduras y hendiduras mayor que las aleaciones 316L o 317L contra casi toda materia corrosiva. También, cuenta con propiedades superiores contra la corrosión y fatiga de erosión, además de una expansión térmica más baja y conductividad térmica más alta que los aceros austeníticos.

El límite elástico es casi el doble de los aceros inoxidables austeníticos, lo cual permite a un diseñador ahorrar peso y hace que el costo de esta aleación sea más competitivo en comparación con la 316L o la 317L.

La aleación 2205 es especialmente adecuado para aplicaciones que caen en el rango de temperatura entre -50°F a +600°F (-45.6°C a 315.6°C). Su uso en temperaturas fuera de este rango se puede considerar, pero será necesario aplicar algunas restricciones, especialmente para estructuras soldadas.

ESTÁNDARES

UNS S31803 / W.N. 1.4462 / DIN X2CrNiMoN 22 5 3

APLICACIONES

- » Recipientes a presión, tanques, tuberías, e intercambiadores de calor en la industria de procesamiento de químicos
- » Tuberías e intercambiadores de calor para el manejo de gas y petróleo
- » Sistemas de depuración
- » Digestores de pulpa y papel, equipos de blanqueamiento, y sistemas para el manejo de inventario
- » Rotores, ventiladores, ejes, y rodillos de presión que requieren fuerza y resistencia contra la corrosión aumentada
- » Tanques de carga para barcos y camiones
- » Equipos para el procesamiento de alimentos
- » Plantas de biocombustibles.

COMPOSICIÓN QUÍMICA

Porcentaje por Peso	
C	0,02
Cr	22,1
Mo	3,1
N	0,18

RESISTENCIA A LA CORROSIÓN Y OXIDACIÓN

Corrosión General

Debido a su alto contenido de cromo (22%), molibdeno (3%), y nitrógeno (0.18%), las propiedades de la 2205 contra la corrosión son superiores en comparación con la 316L o la 317L en la mayoría de entornos.

Resistencia a la Corrosión Localizada

El cromo, molibdeno, y nitrógeno en la 2205 también proveen una resistencia excelente contra la corrosión de picaduras/hendiduras aun en soluciones ácidas y muy oxidantes.

Agrietamiento por Corrosión Bajo Presión

La microestructura duplex es conocida por su habilidad de mejorar la resistencia al agrietamiento por corrosión bajo presión en los aceros inoxidables.

El agrietamiento por corrosión bajo presión causado por el cloruro puede ocurrir cuando se encuentran las condiciones necesarias de temperatura, resistencia a la tracción, oxígeno, y cloruros estén presentes. Debido a que estas condiciones no se controlan fácilmente, el agrietamiento por corrosión bajo estrés ha sido a menudo un obstáculo en el uso de 304L, 316L, y 317L.

Resistencia a la Corrosión por Fatiga

La aleación 2205 combina mayor fuerza con una resistencia a la corrosión muy alta. Las propiedades de la 2205 beneficiarán aplicaciones donde equipos son sujetos a un entorno altamente corrosivo y a cargas dinámicas cíclicas.

PROPIEDADES FÍSICAS

Módulo de Elasticidad en Tensión	26x 10 ⁶ psi
Densidad	0,287 lb/in ³

PROPIEDADES MECÁNICAS

0.2% Desplazamiento	
Límite Elástico, ksi	74
Resistencia a la Tracción, ksi	105
Elongación, %	30
Dureza, HB	256

PROPIEDADES DE FABRICACIÓN

Conformado en Caliente

Se recomienda la conformación bajo los 600°F (315°C) cuando sea posible. Cuando se requiere conformación en caliente, la pieza se debe calentar uniformemente y ser trabajado dentro del rango de 1750-2250°F (955-1232°C). La aleación 2205 se ablanda mucho a estas temperaturas y se puede manipular fácilmente. Por encima de este rango de temperaturas la 2205 es sujeto a la fisuración en caliente. Justo debajo de este rango la austenita se vuelve considerablemente más fuerte que la ferrita y puede causar agrietamientos. Debajo de los 1700°F (927°C) puede haber formación rápida de fases intermetálicas debido a la combinación de temperatura y deformación. Cuando se realiza conformado en frío esto debe ser seguido por un recocido a un mínimo de 1900°F (1037°C) con un templado rápido para así restaurar balance de fase y resistencia a la corrosión. No se requiere ni se recomienda el alivio de tensión. Sin embargo, si es necesario realizarlo, el material debe pasar por un recocido a un mínimo de 1900°F (1037°C) seguido por un enfriamiento rápido.

Conformado en Frío

La aleación 2205 es fácilmente cortada y conformada en frío en equipos diseñados para trabajos en acero inoxidable. Sin embargo, debido a su alta resistencia y endurecimiento rápido se necesitan fuerzas mucho mayores que las necesarias para los aceros austeníticos. También debido a su alta resistencia se necesita un margen algo más grande para superación elástica.

Soldadura

La aleación 2205 posee una buena soldabilidad. El objetivo de soldar la 2205 es que el metal soldado y afectado por el calor retiene su resistencia a la corrosión y su fuerza. No es difícil soldar la 2205 pero sí es necesario diseñar procedimientos que llevan a una fase de balance después de la soldadura y que evitará la precipitación de fases intermetálicas o no-metálicas.

La 2205 se puede soldar con: GTAW (TIG); GMAW (MIG); SMAW; SAW; FCW; y PAW.

Trabajo en Frío

Este material se endurece rápidamente y requiere de recocidos frecuentes para el alivio de tensión.

Tratamientos Térmicos

La aleación 2205 se debe recocer a un mínimo de 1900°F (1037°C) seguido por un templado rápido. Este tratamiento aplica al recocido y al alivio de tensiones. Tratamientos a temperaturas por debajo de esta temperatura corren el riesgo de precipitación perjudiciales intermetálicos o no-metálicos.

CHILEXPO®

Chilexpo Ltda. no garantiza la exactitud de la información contenida en este documento y recomienda que los usuarios investiguen en profundidad aspectos técnicos y especificaciones antes de realizar una compra. Esta información técnica ha sido recopilada de diversas fuentes en línea, incluyendo ATI®, SSC®, y Outokumpu® entre otras. Esta ficha técnica ha sido proporcionada solo para fines informativos y no ha sido verificada de forma independiente por Chilexpo Ltda.

Aleación 254SMO

INFORMACIÓN GENERAL

La 254 SMO es diseñada para una resistencia máxima contra la corrosión por picaduras/hendiduras. Sus altos niveles de cromo molibdeno, y nitrógeno hacen que la 254 SMO sea especialmente apta para ambientes de alto-cloruro, como el agua salobre, el agua de mar, plantas de celulosa de lejía, y otros procesos de alto cloruro. La resistencia al cloruro de la 254 SMO es mayor que la de las aleaciones 904L, 825, y la aleación G. La 254 SMO es compatible con otros aceros inoxidable austeníticos comunes. Con frecuencia este grado sirve como remplazo para componentes críticos en construcciones grandes donde otros aceros han fracasado debido a la corrosión por picaduras o por corrosión por cloruro. En construcciones nuevas la 254 SMO sirve como un sustituto eficaz y más económico para aleaciones a base de níquel o titanio.

La 254 SMO es considerablemente más fuerte que los grados austeníticos comunes, y se caracteriza por gran ductilidad y resistencia al impacto.

ESTÁNDARES

UNS S31254 / W.N. 1.4547 / DIN X1CrNiMoCuN 20 18 7

APLICACIONES

- » Producción de petróleo
- » Manejo de agua salada
- » Procesamiento de alimentos y equipos para el procesamiento de químicos
- » Sistemas para el blanqueo de celulosa
- » Lavadores para la desulfuración de gases de combustión
- » Columnas para la destilación del petróleo

COMPOSICIÓN QUÍMICA

	Porcentaje por Peso
C	0,02
Mn	1,0
P	0,03
S	0,01
Si	0,8
Cr	19,5 - 20,5
Ni	17,5 - 18,5
Mo	6,0 - 6,5
Cu	2,5
N	0,18 - 0,22
Fe	BALANCE

RESISTENCIA A LA CORROSIÓN Y OXIDACIÓN

Corrosión General

La 254 SMO tiene una alta resistencia a las soluciones puras de ácido sulfúrico.

El ácido clorhídrico es especialmente agresivo con respecto a los aceros inoxidables. El grado 316 no puede ser utilizados en aplicaciones con ácido clorhídrico debido a los riesgos de corrosión, tanto localizada como general. La 254 SMO sin embargo puede ser utilizada en ácido clorhídrico diluido a temperaturas moderadas. La 254 SMO ha demostrado una resistencia mayor al ácido fosfórico que la 316L o 904L. Existe un resultado parecido para la destilación del aceite en resina, donde la 254 SMO sustituyó al 904L con éxito. Como suele ocurrir, este remplazo resultó en un aumento significativo en la eficacia del proceso, ya que la 254 SMO permitió el uso de parámetros de operación más agresivos.

Corrosión por Picaduras

La corrosión por picaduras es una forma de corrosión muy localizada. Una vez iniciada, la corrosión por picaduras puede llevar a perforar en un período corto con poca pérdida de peso total. La corrosión por picaduras es generalmente causada por cloruro (u otros haluros), agravadas por condiciones ácidas o altas temperaturas. La 254 SMO tiene una muy alta resistencia a la corrosión por picaduras debido a sus altos niveles de cromo, molibdeno, y nitrógeno.

Corrosión por Grietas

La presencia de una grieta en la superficie del acero inoxidable disminuye en gran medida su resistencia a los cloruros. Es difícil evitar las grietas en la construcción, aunque un buen diseño y buena mantención ayudan. El contenido alto de cromo, molibdeno y nitrógeno de la 254 SMO ayudan a inhibir la corrosión de grietas.

Hay una temperatura crítica para el inicio de este tipo de corrosión. Para la 254 SMO la temperatura supera la temperatura para la 316L y la 904L.

PROPIEDADES FÍSICAS

Módulo de Elasticidad en Tensión	28x 106 psi
Densidad	0,287 lb/in ³ 8.000 kg/m ³
Gravedad Específica	7,8
Calor Específico	0,119 Btu/lb/°F 500 Joules/kg/°K
Permeabilidad Magnética	1,003 Oersted (u at 200H)
Resistividad Eléctrica	535 Ohm circ mil/ft 0,89 u cm
Coefficiente Lineal de Expansión Térmica	8,49 x 106/ °F (68 - 212°F) 15,3 x 106/°C (20 - 100°C)

Aleación 254SMO

PROPIEDADES MECÁNICAS

Propiedades Mecánicas a Temperatura Ambiente

0,2% Offset Limite Elástico, ksi	45
Resistencia a la Tracción ksi	98
Elongación	40
Dureza, RB	96

PROPIEDADES DE FABRICACIÓN

Soldadura

La soldadura sin materiales de relleno resulta en propiedades de resistencia pobres. Los materiales de relleno que se recomiendan con la 254 SMO son: AWS A5.14 ERNiCrMo-3, y la aleación 625. Los electrodos deben cumplir con AWS A5.11 ENiCrMo-12.

Procesamiento y Formación

Debido a su gran límite elástico, esta aleación requiere mas fuerza que otros aceros inoxidables austeníticos.

Conformado en Caliente

Aunque se recomienda la conformación en frío cuando sea posible, otras operaciones, tal como la forja, se pueden realizar dentro de 1.830 - 2.190° F (1.000 - 1.200° C). Trabajar en temperaturas sobre este rango resultará en la formación de escala y una reducción en el manejo del material. Se requiere un recocido a 2.100 - 2.200° F (1.149 - 1.204° C), seguido por un templado en agua para lograr una resistencia máxima a la corrosión.

Conformado en Frío

La mayoría de los métodos comunes para el conformado en frío son exitosos con esta aleación. Sin embargo, debido a su alta tasa de endurecimiento, se debe entender que este material es más difícil de trabajar que otros aceros inoxidables. El endurecimiento resultante, sin embargo, producirá aumentos en fuerza y dureza, lo cual puede ser del valor en el producto acabado.

CHILEXPO®

CHILEXPO®

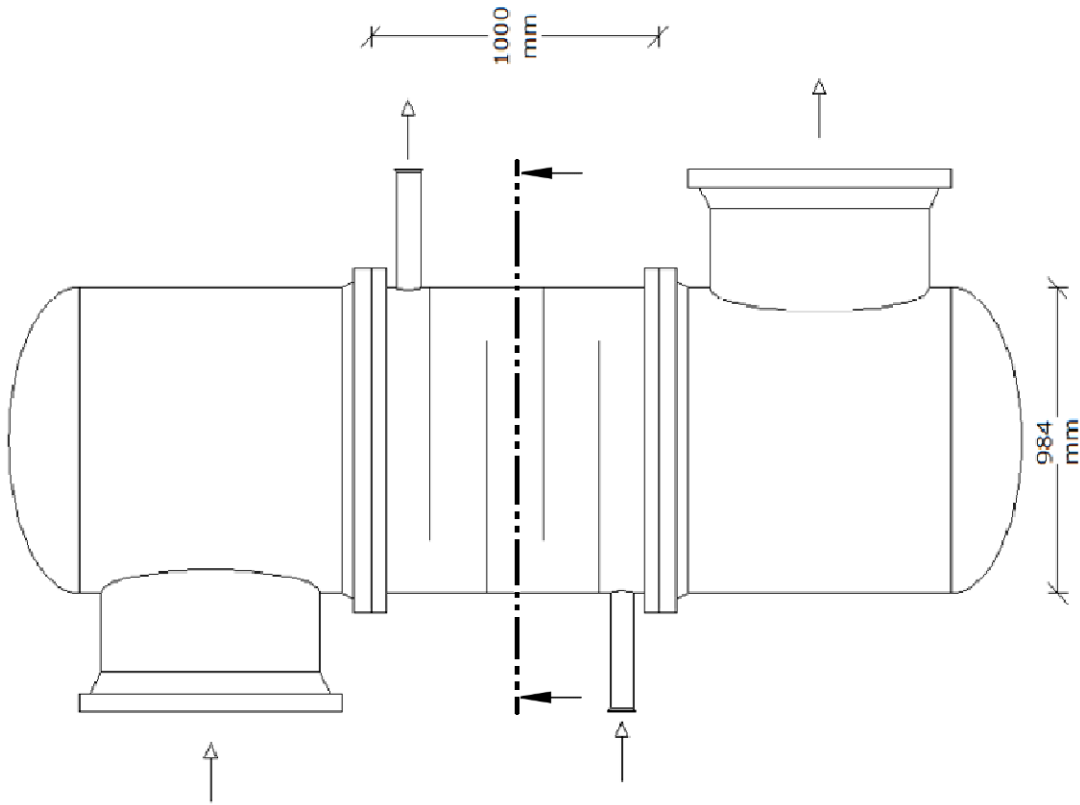
Chilexpo Ltda. no garantiza la exactitud de la información contenida en este documento y recomienda que los usuarios investiguen en profundidad aspectos técnicos y especificaciones antes de realizar una compra. Esta información técnica ha sido recopilada de diversas fuentes en línea, incluyendo ATI®, SSC®, y Outokumpu® entre otras. Esta ficha técnica ha sido proporcionada solo para fines informativos y no ha sido verificada de forma independiente por Chilexpo Ltda.



CAPÍTULO 3: PLANOS

ÍNDICE

1. PLANO INTERCAMBIADOR PROPUESTO.....	181
--	-----

6 5 4 3 2 1



OBSERVACIONES:		TÍTULO:		N.º DE DIBUJO:		A4	
 UNIVERSITAT JAUME I		Ud. Dim. mm		INTERCAMBIADOR PROPUESTO		1 de 1	
		Escala 1:25					
				DIBUJO		FECHA	
				REVISIÓN		NOMBRE	
		APROBACIÓN		Bort Bellés		03/09/2017	
				Blasco Pérez		03/09/2017	
				Blasco Pérez			
6		3		2		1	
5		4		3		2	
4		3		2		1	
3		2		1		0	
2		1		0		-1	
1		0		-1		-2	
0		-1		-2		-3	
-1		-2		-3		-4	
-2		-3		-4		-5	
-3		-4		-5		-6	
-4		-5		-6		-7	
-5		-6		-7		-8	
-6		-7		-8		-9	
-7		-8		-9		-10	
-8		-9		-10		-11	
-9		-10		-11		-12	
-10		-11		-12		-13	
-11		-12		-13		-14	
-12		-13		-14		-15	
-13		-14		-15		-16	
-14		-15		-16		-17	
-15		-16		-17		-18	
-16		-17		-18		-19	
-17		-18		-19		-20	
-18		-19		-20		-21	
-19		-20		-21		-22	
-20		-21		-22		-23	
-21		-22		-23		-24	
-22		-23		-24		-25	
-23		-24		-25		-26	
-24		-25		-26		-27	
-25		-26		-27		-28	
-26		-27		-28		-29	
-27		-28		-29		-30	
-28		-29		-30		-31	
-29		-30		-31		-32	
-30		-31		-32		-33	
-31		-32		-33		-34	
-32		-33		-34		-35	
-33		-34		-35		-36	
-34		-35		-36		-37	
-35		-36		-37		-38	
-36		-37		-38		-39	
-37		-38		-39		-40	
-38		-39		-40		-41	
-39		-40		-41		-42	
-40		-41		-42		-43	
-41		-42		-43		-44	
-42		-43		-44		-45	
-43		-44		-45		-46	
-44		-45		-46		-47	
-45		-46		-47		-48	
-46		-47		-48		-49	
-47		-48		-49		-50	
-48		-49		-50		-51	
-49		-50		-51		-52	
-50		-51		-52		-53	
-51		-52		-53		-54	
-52		-53		-54		-55	
-53		-54		-55		-56	
-54		-55		-56		-57	
-55		-56		-57		-58	
-56		-57		-58		-59	
-57		-58		-59		-60	
-58		-59		-60		-61	
-59		-60		-61		-62	
-60		-61		-62		-63	
-61		-62		-63		-64	
-62		-63		-64		-65	
-63		-64		-65		-66	
-64		-65		-66		-67	
-65		-66		-67		-68	
-66		-67		-68		-69	
-67		-68		-69		-70	
-68		-69		-70		-71	
-69		-70		-71		-72	
-70		-71		-72		-73	
-71		-72		-73		-74	
-72		-73		-74		-75	
-73		-74		-75		-76	
-74		-75		-76		-77	
-75		-76		-77		-78	
-76		-77		-78		-79	
-77		-78		-79		-80	
-78		-79		-80		-81	
-79		-80		-81		-82	
-80		-81		-82		-83	
-81		-82		-83		-84	
-82		-83		-84		-85	
-83		-84		-85		-86	
-84		-85		-86		-87	
-85		-86		-87		-88	
-86		-87		-88		-89	
-87		-88		-89		-90	
-88		-89		-90		-91	
-89		-90		-91		-92	
-90		-91		-92		-93	
-91		-92		-93		-94	
-92		-93		-94		-95	
-93		-94		-95		-96	
-94		-95		-96		-97	
-95		-96		-97		-98	
-96		-97		-98		-99	
-97		-98		-99		-100	
-98		-99		-100		-101	
-99		-100		-101		-102	
-100		-101		-102		-103	
-101		-102		-103		-104	
-102		-103		-104		-105	
-103		-104		-105		-106	
-104		-105		-106		-107	
-105		-106		-107		-108	
-106		-107		-108		-109	
-107		-108		-109		-110	
-108		-109		-110		-111	
-109		-110		-111		-112	
-110		-111		-112		-113	
-111		-112		-113		-114	
-112		-113		-114		-115	
-113		-114		-115		-116	
-114		-115		-116		-117	
-115		-116		-117		-118	
-116		-117		-118		-119	
-117		-118		-119		-120	
-118		-119		-120		-121	
-119		-120		-121		-122	
-120		-121		-122		-123	
-121		-122		-123		-124	
-122		-123		-124		-125	
-123		-124		-125		-126	
-124		-125		-126		-127	
-125		-126		-127		-128	
-126		-127		-128		-129	
-127		-128		-129		-130	
-128		-129		-130		-131	
-129		-130		-131		-132	
-130		-131		-132		-133	
-131		-132		-133		-134	
-132		-133		-134		-135	
-133		-134		-135		-136	
-134		-135		-136		-137	
-135		-136		-137		-138	
-136		-137		-138		-139	
-137		-138		-139		-140	
-138		-139		-140		-141	
-139		-140		-141		-142	
-140		-141		-142		-143	
-141		-142		-143		-144	
-142		-143		-144		-145	
-143		-144		-145		-146	
-144		-145		-146		-147	
-145		-146		-147		-148	
-146		-147		-148		-149	
-147		-148		-149		-150	
-148		-149		-150		-151	
-149		-150		-151		-152	
-150		-151		-152		-153	
-151		-152		-153		-154	
-152		-153		-154		-155	
-153		-154		-155		-156	
-154		-155		-156		-157	
-155		-156		-157		-158	
-156		-157		-158		-159	
-157		-158		-159		-160	
-158		-159		-160		-161	
-159		-160		-161		-162	
-160		-161		-162		-163	
-161		-162		-163		-164	
-162		-163		-164		-165	
-163		-164		-165		-166	
-164		-165		-166		-167	
-165		-166		-167		-168	
-166		-167		-168		-169	
-167		-168		-169		-170	
-168		-169		-170		-171	
-169		-170		-171		-172	
-170		-171		-172		-173	
-171		-172		-173		-174	
-172		-173		-174		-175	
-173		-174		-175		-176	
-174		-175		-176		-177	
-175		-176		-177		-178	
-176		-177		-178		-179	
-177		-178		-179		-180	
-178		-179		-180		-181	
-179		-180		-181		-182	
-180		-181		-182		-183	
-181		-182		-183		-184	
-182		-183		-184		-185	
-183		-184		-185		-186	
-184		-185		-186		-187	
-185		-186		-187		-188	
-186		-187		-188		-189	
-187		-188		-189		-190	
-188		-189		-190		-191	
-189		-190		-191		-192	
-190		-191		-192		-193	
-191		-192		-193		-194	
-192		-193		-194		-195	
-193		-194		-195		-196	
-194		-195		-196		-197	
-195		-196		-197		-198	
-196		-197		-198		-199	
-197		-198		-199		-200	
-198		-199		-200		-201	
-199		-200		-201		-202	
-200		-201		-202		-203	
-201		-202		-203		-204	
-202		-203		-204		-205	
-203		-204		-205		-206	
-204		-205		-206		-207	
-205		-206		-207		-208	
-206		-207		-208		-209	
-207		-208		-209		-210	
-208		-209		-210		-211	
-209		-210		-211		-212	
-210		-211		-212		-213	
-211		-212		-213		-214	
-212		-213		-214		-215	
-213		-214		-215		-216	
-214		-215		-216		-217	
-215		-216		-217		-218	
-216		-217		-218		-219	
-217		-218		-219		-220	
-218		-219		-220		-221	
-219		-220		-221		-222	
-220		-221		-222		-223	
-221		-222		-223		-224	
-222		-223		-224		-225	
-223		-224		-225		-226	
-224		-225		-226		-227	
-225		-226		-227		-228	
-226		-227		-228		-229	
-227		-228		-229		-230	
-228		-229		-230		-231	
-229		-230		-231		-232	
-230		-231		-232		-233	
-231		-232		-233		-234	
-232		-233		-234		-235	
-233							

CAPÍTULO 4: PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1. OBJETIVO DEL PLIEGO.....	187
2. CONDICIONES GENERALES	188
2.1. Normativa aplicable.....	188
2.2. Condiciones facultativas	188
2.2.1. Autoridad del ingeniero técnico director de obra	188
2.2.2. Subcontratos.....	188
2.2.3. Requisitos mínimos	189
2.2.4. Omisiones.....	189
2.2.5. Responsabilidades.....	189
2.3. Condiciones económicas.....	189
2.3.1. Pagos	189
2.3.2. Adjudicación y cláusulas del contrato.....	190
2.3.3. Rescisión del contrato.....	190
2.3.4. Liquidación en caso de rescisión.....	190
2.3.5. Fianza	190
2.3.6. Revisión de precios	190
3. CONDICIONES PARTICULARES	191
3.1. Condiciones de ejecución y montaje	191
3.1.1. Indemnización por el retraso de los trabajos	191
3.1.2. Niveles de producción y capacidad.....	191
3.1.3. Montaje.....	191
3.2. Condiciones de materiales y equipos	191
3.2.1. Sobre los materiales.....	191
3.3. Normas de seguridad en planta.....	192
3.3.1. Entrada de personas a la planta para realizar un trabajo.....	192
3.3.2. Entrada de vehículos.....	192
3.3.3. Tráfico	192
3.3.4. Restricciones de fumar	193
3.3.5. Objetos no permitidos en planta	193
3.3.6. Prohibición de filmar o fotografiar	193
3.3.7. Equipos de la planta.....	194
3.3.8. Herramientas en general	194
3.3.9. Herramientas eléctricas	194
3.3.10. Notificación de accidentes e incidentes.....	194
3.3.11. Permisos de trabajo	194
3.3.12. Faltas	195
3.3.13. Sanciones	196

1. OBJETIVO DEL PLIEGO

El objetivo del siguiente pliego de condiciones técnicas, que será de aplicación en el presente proyecto, es constituir el conjunto de instrucciones, normas, especificaciones y seguridad e higiene en el trabajo, que se deben respetar en la ejecución de los trabajos por ambas partes implicadas, la empresa en la que se realiza el proyecto y la empresa ejecutora del mismo.

2. CONDICIONES GENERALES

2.1. Normativa aplicable

- Ley 31/1995, de 8 de noviembre de Prevención de Riesgos Laborales (LPRL)
- RD 39/1997, de 17 de enero de Prevención de Riesgos laborales
- RD 486/1997, de 14 de Abril de Seguridad en el Lugar de Trabajo
- RD 773/1997, de 30 de mayo para la utilización de equipos de protección individual
- RD 374/2001, de 6 de abril para la protección de riesgos químicos
- Legislación sobre seguridad e higiene en el lugar de trabajo y normativa interna de la empresa

El contratista queda obligado a cumplir todo lo estipulado en todas las leyes de reglamento de carácter oficial, así como a las demás leyes y disposiciones vigentes que sean de aplicación durante los trabajos. En caso de coincidir alguna de las normas en algún ámbito se aplicará la que sea más restrictiva.

2.2. Condiciones facultativas

2.2.1. Autoridad del ingeniero técnico director de obra

La figura del ingeniero técnico director estará encarnada por una persona capaz de interpretar y hacer ejecutar correctamente el contenido del proyecto, pudiendo ser el mismo ingeniero técnico proyectista. El ingeniero técnico director de la obra resolverá cualquier cuestión que surja referente a la calidad de los materiales empleados, interpretación de planos, especificaciones, y, en general, todos los problemas que se planteen durante la ejecución de los trabajos referentes al presente proyecto.

2.2.2. Subcontratos

Ninguna parte de la obra podrá ser subcontratada sin el consentimiento previo del ingeniero técnico director. Las solicitudes para ceder cualquier parte del contrato deberán formularse por escrito y acompañarse con un documento que acredite que la organización que ha de encargarse de los trabajos que han de ser objeto de subcontrato está particularmente capacitada y equipada para su ejecución. La aceptación del subcontrato no relevará a la actual empresa encargada de la ejecución del proyecto de su responsabilidad contractual.

2.2.3. Requisitos mínimos

El operario encargado del montaje del proyecto debe tener un título igual, equivalente, o superior a los nombrados a continuación:

- Técnico superior de mantenimiento
- Técnico superior de desarrollo de proyectos

2.2.4. Omisiones

Las omisiones en los cálculos o pliego de condiciones, o descripciones erróneas de detalles fundamentales, que sean indispensables para lograr el objetivo propuesto en los citados documentos, eximirán a los ejecutores del proyecto de la obligación de ejecutar los trabajos omitidos o erróneamente descritos, siendo el ingeniero técnico director de la obra el responsable de la subsanación inmediata de dichos errores. De la misma forma, el ejecutor de la obra deberá aplicar las instrucciones técnicas recogidas en el presente proyecto, eximiendo al ingeniero técnico proyectista de cualquier responsabilidad que pudiera derivarse del incumplimiento de alguna de ellas.

2.2.5. Responsabilidades

El ingeniero técnico proyectista queda responsable de todos los daños que pudieran darse de un mal diseño o cálculo.

2.3. Condiciones económicas

2.3.1. Pagos

Los pagos se efectuarán por la empresa en los plazos previamente establecidos en el contrato y su importe dependerá de que el director técnico del proyecto certifique que se ha realizado el proyecto según lo establecido.

2.3.2. Adjudicación y cláusulas del contrato

Los contratos se adjudicarán en general en forma privada. El cuerpo de estos documentos contará con una cláusula en la que se exprese terminantemente que el contratista está conforme con el pliego de condiciones particulares que ha de regir su trabajo.

2.3.3. Rescisión del contrato

Se considerará causas suficientes de rescisión del contrato las que a continuación se señalan:

- La muerte, incapacidad o quiebra del contratista
- Las alteraciones del contrato por las siguientes causas:
 - La modificación del proyecto en forma tal que presente alteraciones fundamentales del mismo, a juicio de la dirección técnica, y en cualquier caso siempre que la variación de presupuesto de ejecución como consecuencia de estas variaciones, represente más o menos el 25 % del importe total de aquél
 - El no dar comienzo la contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del presente proyecto
 - El abandono de la ejecución sin causa justificada a juicio de la dirección técnica
 - La mala fe en la ejecución de los trabajos a juicio de la dirección técnica

2.3.4. Liquidación en caso de rescisión

En caso de querer rescindir el contrato por cualquiera de las dos partes, la empresa o la subcontrata, se abonará a la empresa el proyecto y el material adquirido para el desarrollo. Si se produce la rescisión del contrato, esto llevará implícito la retención de la fianza para los gastos de diseño y derivados del trabajo realizado hasta el momento.

2.3.5. Fianza

En el contrato se deberá fijar la fianza que la empresa debe disponer como garantía del cumplimiento del propio contrato. De no estipularse la fianza en el contrato, se entiende que se adoptará como garantía un 50% del coste total del proyecto.

2.3.6. Revisión de precios

En el contrato se estipulará si el cliente tiene derecho a revisión de precios y la manera de aplicarlos. En defecto de esta última, se aplicará a juicio del director técnico según criterios oficiales.

3. CONDICIONES PARTICULARES

3.1. Condiciones de ejecución y montaje

3.1.1. Indemnización por el retraso de los trabajos

Si por motivos ajenos a la empresa UBE, la ejecución del proyecto se retrasara más de dos días de prórroga, el director técnico podrá establecer multas al contratista, de acuerdo con el contrato firmado entre ambos.

3.1.2. Niveles de producción y capacidad

El equipo ha sido diseñado para un funcionamiento de veinticuatro horas al día los trescientos sesenta y cinco días del año. Está capacitado para el trasiego de 29714 kg/h de gases de SO₂, y 13906 kg/h de agua de enfriamiento. Cualquier modificación en los caudales o la composición de los gases, que tenga como consecuencia un mal funcionamiento del equipo, eximirán de cualquier responsabilidad al ingeniero proyectista.

3.1.3. Montaje

El montaje de la instalación se realizará siguiendo las órdenes del ingeniero técnico director.

3.2. Condiciones de materiales y equipos

3.2.1. Sobre los materiales

- Todos los materiales y equipos a instalar serán nuevos y vendrán provistos de su correspondiente certificado de calidad, para las características y condiciones de utilización
- Todos los materiales utilizados en la fabricación han de ser de absoluta garantía
- Cualquier material utilizado en el proyecto podrá ser sometido a examen por la dirección técnica. Si los resultados de los ensayos no corresponden a los del material declarado serán rechazados

3.3. Normas de seguridad en planta

3.3.1. Entrada de personas a la planta para realizar un trabajo

Los requisitos de seguridad para trabajar en la planta son:

- Declaración de aptitud médica para el trabajo a realizar
- Justificación de haber recibido la inducción de seguridad sobre los riesgos específicos de la empresa y superado el correspondiente test de comprobación de entendimiento de dichos riesgos
- Impresos TC1 y TC2, o alta en la seguridad social o recibo de autónomos

Las personas que vayan a realizar un trabajo por primera vez deberán ir acompañadas por el supervisor del trabajo o en caso de que no pueda personalmente les acompañará la persona en quien haya delegado. Esta persona será responsable de conseguirles los permisos de trabajo necesarios.

3.3.2. Entrada de vehículos

Para entrar con un vehículo a la planta es necesario un permiso que se obtendrá en la portería principal. Queda terminantemente prohibido introducirse con el vehículo dentro de la planta si haber obtenido previamente el permiso.

3.3.3. Tráfico

Los vehículos:

- Llevarán en lugar visible la tarjeta de identificación
- Seguirán las normas de circulación, incluyendo el uso del cinturón de seguridad y el respeto a las señales de tráfico. La velocidad máxima de circulación será de 30 km/h
- No se estacionarán delante de los equipos de lucha contra incendios
- Todas las calles y avenidas deben quedar abiertas en todo momento
- No se permite el paso de motos a la planta
- Los conductores de vehículos especiales deberán estar permanentemente localizables, en caso de que se alejen de dicho vehículo.
- Los conductores de materias peligrosas no podrán abandonar dicho vehículo
- Los vehículos estacionados en planta deberán permanecer abiertos y con las llaves puestas

Las bicicletas:

- Transitarán de una en una, nunca en paralelo ni por la derecha
- Se estacionarán de forma procedente y tal que no dificulte la utilización de equipos de seguridad
- Deben estar desprovistas de luces-dinamos y deberán llevar los catadióptricos retrorreflectantes adecuados y estar en buenas condiciones de uso

Los peatones:

- Deberán transitar por su izquierda
- No se reunirán en los centros de calles
- No se transitará por debajo de cargas suspendidas
- No se correrá sin motivo, por la alarma innecesaria que se crea
- Cuando se utilicen escaleras, se subirá o bajará de cara a las mismas y con ambas manos libres para asirse a los pasamanos
- Queda terminantemente prohibido dormir en la planta

3.3.4. Restricciones de fumar

Queda terminantemente prohibido fumar y/o encender fuego en la planta fuera de las zonas de fumadero indicadas.

3.3.5. Objetos no permitidos en planta

Está prohibida la introducción en planta de cámaras, teléfonos móviles, videos, radios, emisoras, linternas, baterías y, en general, cualquier aparato electrónico, salvo que estén previamente autorizados por protección de planta y dispongan del permiso.

3.3.6. Prohibición de filmar o fotografiar

Por motivos de seguridad y para proteger el secreto industrial de las instalaciones, está prohibido filmar o fotografiar sin permiso de trabajo y autorización escrita de protección de planta.

3.3.7. Equipos de la planta

Queda prohibido manipular cualquier equipo de la planta tal como: válvulas, pulsadores, interruptores, hidrantes, venteos, tomas de agua, aire, vapor, etc. Si se necesita hacer alguna maniobra en los equipos o utilizarlos, es necesario obtener previamente el permiso de trabajo.

3.3.8. Herramientas en general

Deben utilizarse sólo herramientas en buen estado, adecuadas para cada trabajo. Las herramientas que sean propiedad de la empresa, en caso de necesidad, se podrán solicitar al supervisor de la planta, y firmar un documento asumiendo el operario que conoce su manejo y que la herramienta se encuentra en perfectas condiciones de uso.

3.3.9. Herramientas eléctricas

- Antes de su uso, asegurarse del perfecto estado de la máquina, clavijas, cables de alimentación, etc.
- Operar únicamente sobre los mandos. No alterar ni modificar los dispositivos de seguridad. Respetar la señalización
- Desconectar inmediatamente en caso de fallo o avería
- No hacer reparaciones en equipos eléctricos si no se trata de un especialista.
- No operar con aparatos eléctricos mojados o húmedos (no utilizar las herramientas eléctricas portátiles con lluvia)
- Informar inmediatamente de las anomalías encontradas

3.3.10. Notificación de accidentes e incidentes

Es obligatorio informar inmediatamente a un encargado o a un supervisor de la empresa, o dejar constancia en el libro de incidentes, de cualquier incidente que pueda ocurrir (aunque no se hayan producido daños materiales o personales). El análisis del mismo permitirá a la empresa obtener las lecciones aprendidas necesarias que con su aplicación evitarán la recurrencia del incidente/accidente y, con ello, los daños personales, al medio ambiente y a las instalaciones.

3.3.11. Permisos de trabajo

Nunca se comenzará un trabajo sin obtener previamente el correspondiente permiso de trabajo.

3.3.12. Faltas

Las infracciones a las normas establecidas se clasifican como faltas, que atendiendo a su graduación podrán ser: leves, graves o muy graves.

- Faltas leves:
 - Mal uso o descuido intencionado en la conservación del material o en las prendas facilitadas por la empresa
 - Inobservancia de las normas elementales de educación respecto a empleados de la empresa, supervisores, compañeros y demás trabajadores en general
 - Aparcar en lugares no autorizados dentro del recinto de la planta
 - No llevar tarjeta de identificación
 - No realizar la correspondiente segregación de los residuos y no depositarlos en un lugar adecuado
 - No informar u ocultar un incidente leve
 - Las infracciones de las normas de seguridad, salud y medio ambiente cuando no se derive riesgo o perjuicio para las instalaciones de la empresa, o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona
 - La complicidad o encubrimiento de faltas leves

- Faltas graves:
 - Las infracciones de las normas de seguridad, salud y medio ambiente cuando se derive riesgo o perjuicio grave para las instalaciones de la empresa, o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona
 - La desobediencia a empleados de la empresa en materia de seguridad, salud o medio ambiente y en general a sus supervisores
 - No informar u ocultar un incidente grave
 - La pérdida o falta grave de cuidado en la utilización de las prendas, máquinas, herramientas o utensilios facilitados por la empresa, o la utilización de aquellos que sabiendo que no están en buenas condiciones de funcionamiento y sin haber dado cuenta de ello a quien corresponda
 - No respetar las señales de tráfico existentes en planta
 - La reiteración de la comisión de faltas leves
 - La complicidad o encubrimiento de faltas graves

- Faltas muy graves:
 - Las infracciones de las normas de seguridad, salud y medio ambiente cuando se derive riesgo o perjuicio muy grave para las instalaciones de la empresa, o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona
 - La desobediencia a empleados de la empresa en materia de seguridad, salud o medio ambiente, cuando se derive riesgo o perjuicio para las instalaciones de la empresa o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona
 - Originar riñas o proferir amenazas a empleados de la empresa, supervisores y/o compañeros u otros trabajadores en general
 - Simular accidentes de trabajo para amparar lesiones sufridas fuera del mismo
 - Fumar en las zonas en que esté prohibido por razones de seguridad
 - No informar u ocultar un accidente laboral
 - Malos tratos de palabra u obra a los empleados de la empresa, supervisores y/o compañeros u otros trabajadores en general, así como la falta de respeto y la consideración debidos tanto a unos como a otros
 - Conducción temeraria y/o exceso de velocidad, así como no respetar las señales de tráfico cuando de ello se pueda derivar daño a las personas y/o instalaciones
 - Consumir bebidas alcohólicas/drogas dentro de la planta o tratar de introducirlas
 - Cualquier delito contra la propiedad cometido en las instalaciones de la empresa
 - La reiteración de faltas graves
 - La complicidad o encubrimiento de faltas muy graves
 - La toma de imágenes de las instalaciones por cualquier medio (teléfono móvil, cámara de fotos, video...) es motivo de expulsión

3.3.13. Sanciones

Las faltas numeradas anteriormente se sancionarán atendiendo a la mayor o menor peligrosidad, malicia, repercusión y demás circunstancias que concurran, según la valoración de seguridad de la empresa con los siguientes tipos de sanciones para toda clase de ellas:

- Por faltas leves:
 - Amonestación privada por escrito al trabajador
 - Multa de 60 a 600 euros a la empresa contratista

- Por faltas graves:
 - Amonestación privada por escrito, advirtiéndole que otra falta grave en los 6 meses siguientes supondría la retirada definitiva de la tarjeta de acceso a la planta
 - Multa de 600 a 3000 euros

- Por faltas muy graves:
 - Retirada de la tarjeta de acceso de forma definitiva
 - Multa de 3000 a 15000 euros

La sanción de las faltas requerirá comunicación escrita con acuse de recibo al trabajador por parte de su empresa, haciendo constar la fecha y los hechos que la motivan y dando cuenta también a la supervisión de la empresa. Las sanciones económicas serán deducidas del importe de un contrato en vigor con la empresa del contratista/subcontratista, con el límite del 5% del importe de dicho contrato.

CAPÍTULO 5: PRESUPUESTO

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	203
2. PRESUPUESTO PARCIAL	204
2.1. BANCO DE TUBOS	204
2.2. INSTALACIÓN Y EQUIPOS AUXILIARES	205
2.3. MANO DE OBRA	205
2.4. INSTALACIÓN COMPLETA	206
3. PRESUPUESTO TOTAL	207

1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se mostrará una estimación del presupuesto total para la realización del proyecto.

Los costes se dividirán en tres grupos principales:

- Grupo 1: Banco de tubos
- Grupo 2: Instalación y equipos auxiliares
- Grupo 3: Mano de obra

Cabe mencionar, pero, que la mayor parte de los costes representados se ha obtenido de forma aproximada, a partir del conocimiento y experiencia de la empresa, de modo que la inversión total estimada podría no corresponder con el coste final de la instalación, en caso de querer llevar a cabo el proyecto.

De querer más exactitud de la mostrada en esta sección, se debería diseñar, además de la faceta térmica del intercambiador, toda su estructura, canalizaciones, elementos auxiliares, etc., lo cual queda fuera del alcance del presente proyecto.

2. PRESUPUESTO PARCIAL

2.1. Banco de tubos

El precio de un kilogramo de tubería para intercambiadores de calor de acero súper dúplex 2507 es de, aproximadamente, 32 €.

Según esto, y sabiendo que la densidad del acero 2507 tiene un valor de 7800 kg/m³, se tiene que:

$$Precio_{tubo} = 32 \cdot \rho_{acero} \cdot \frac{\pi \cdot L}{4} \cdot (\phi_{ext,tub}^2 - \phi_{int,tub}^2)$$

$$Precio_{tubo} = 32 \cdot 7800 \cdot \frac{\pi \cdot 1}{4} \cdot (0,05^2 - 0,046^2) = 75,28 \text{ €}$$

Tabla 41.- Presupuesto para el banco de tubos del nuevo intercambiador

Elemento	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total
Tubería de acero 2507 para intercambiador de longitud 1 m, diámetro 50 mm y espesor 2 mm	-	209	75,28 €	15733,52 €

2.2. Instalación y equipos auxiliares

Según la experiencia propia de la empresa, los costes de la instalación más equipos auxiliares para un intercambiador de calor (carcasa, bafles, tubuladuras, equipos de sujeción, juntas, tornillería, etc.) se estiman en ser dos veces el coste del banco de tubos del intercambiador, es decir, 31467,04 €.

De este modo, se tiene que:

Tabla 42.- Presupuesto para la instalación y equipos auxiliares del nuevo intercambiador

Elemento	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total
Instalación y equipos auxiliares para intercambiador de diámetro 1 m y longitud 1 m	-	1	31467,04 €	31467,04 €

Como ya se ha mencionado, estos costes se han estimado de forma aproximada, a partir del conocimiento y experiencia de la empresa, de modo que la inversión podría no corresponder con el coste final de la instalación, en caso de querer llevar a cabo el proyecto.

De querer más exactitud de la mostrada en esta sección, se debería diseñar, además de la faceta térmica del intercambiador, toda su estructura, canalizaciones, elementos auxiliares, etc., lo cual queda fuera del alcance del presente proyecto.

2.3. Mano de obra

La mano de obra que requiere la ejecución del presente proyecto se ha estimado, de nuevo, de forma aproximada, a partir de la experiencia de la empresa en la realización de actividades y trabajos similares.

Tabla 43.- Presupuesto para la mano de obra

Elemento	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total
Taller estático – Desmontaje del equipo antiguo y montaje de la nueva instalación	Horas	40	30 €/h	1200 €

2.4. Instalación completa

A continuación, se presentan a modo de resumen, los costes de cada uno de los grupos principales presupuestados, cuya suma representa el Presupuesto Parcial, o Presupuesto de Ejecución Material (PEM), del proyecto:

Tabla 44.- Presupuesto parcial del nuevo intercambiador

GRUPO	DESCRIPCIÓN	COSTE
1	Banco de tubos	15733,52 €
2	Instalación y equipos auxiliares	31467,04 €
3	Mano de obra	1200 €
TOTAL		48400,56 €

3. PRESUPUESTO TOTAL

Una vez obtenido el Presupuesto Parcial, o Presupuesto de Ejecución Material (PEM), a continuación se calcula el Presupuesto Total de ejecución del proyecto:

Tabla 45.- Presupuesto total del nuevo intercambiador

CONCEPTO	CANTIDAD	TOTAL
Presupuesto de Ejecución Material (PEM)	-	48400,56 €
Gastos generales y cargas fiscales	20 %	9680,11 €
PEM + Gastos	SUMA	58080,67 €
Beneficio Industrial	6 %	No procede
Presupuesto de Ejecución por Contrata (PEC)	SUMA	58080,67 €
Proyecto y dirección de obras	7 %	No procede
Presupuesto Total	SUMA	58080,67 €
IVA	21 %	12196,94 €
Presupuesto Total + IVA	SUMA	70277,61 €

Cabe mencionar que el aumento de los costes por beneficio industrial y por proyecto y dirección de obras no se han considerado. Esto se debe a que ambos conceptos corren a cargo de la propia empresa, y no de empresas externas o subcontratas, por lo que no tiene sentido considerarlos como parte de los costes de la ejecución del proyecto.

